

COMMISSION DES COMMUNAUTÉS EUROPÉENNES

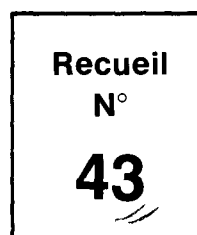
COMMUNAUTÉ EUROPÉENNE DU CHARBON ET DE L'ACIER

 **RECUEILS DE RECHERCHES CHARBON**

AMÉLIORATION DU CLIMAT DANS LES CHANTIERS D'ABATTAGE DES MINES DE HOUILLE

Rapport de synthèse 1967 — 1971 / StBV

Technique minière



LUXEMBOURG 1972

Aux termes de l'article 55, alinéa 2, c, du traité instituant la Communauté européenne du charbon et de l'acier, la Haute Autorité encourage la recherche intéressant le charbon et l'acier, notamment en accordant des aides financières. La présente brochure rend compte de l'exécution et des résultats de l'un de ces projets de recherche.

En conséquence du traité de fusion du 8 avril 1965, la Commission unique des Communautés européennes exerce les pouvoirs et les compétences dévolus à l'ex-Haute-Autorité.

AMÉLIORATION DU CLIMAT DANS LES CHANTIERS D'ABATTAGE DES MINES DE HOUILLE

Rapport de synthèse 1967 — 1971 / StBV

•

AMELIORATION DU CLIMAT DANS LES CHANTIERS D'ABATTAGE
DES MINES DE HOUILLE

Rapport de synthèse 1967 - 1971 / StBV

Première partie : Etude sur l'absorption de la chaleur et de l'humidité par le courant d'air dans les chantiers d'abattage des mines de houille et détermination de grandeurs caractéristiques et de bases de calcul pour une prévision plus précise du climat dans les mines.

Deuxième partie : Mise au point de refroidisseurs d'air à grande puissance.

par G. Muecke, J. Vosz et P. Weuthen

•

•

•

•

•

TABLE DES MATIERES

	page
0.	Introduction
	7
	<u>Première partie</u>
	11
	Etude concernant l'absorption de chaleur et d'humidité par le courant d'air dans les chantiers d'exploitation de l'industrie houillère et détermination des indices caractéristiques et des principes de calcul pour un calcul prévisionnel plus précis des conditions clima- tiques au fond
1.1	Sur la situation du calcul prévisionnel des conditions climatiques avant le projet de recherches
	11
1.2	Un nouveau procédé de calcul
	12
1.3	Mise au point de programmes pour les calculs au moyen de calculatrices électroniques numériques
	17
1.4	La détermination des caractéristiques thermiques
	22
1.5	La mise au point d'appareils de mesure, en particulier d'appareils enregistreurs pour la mesure de la tempéra- ture et de l'humidité
	29
1.6	Résumé
	34
1.7	Bibliographie relative à la première partie
	36
	<u>Deuxième partie</u>
	38
	Mise au point de réfrigérants à grand rendement pour le refroidissement du courant d'air
2.1	Processus de la transmission de chaleur dans les réfri- gérants et calcul des caractéristiques d'un réfrigérant
	39
2.2	Comparaison entre les résultats de calcul et les résul- tats obtenus au banc d'essai
	44
2.3	Caractéristiques des réfrigérants à lames
	45
2.4	Carter de réfrigérant et emplacement de réfrigérant
	49
2.5	Résultats obtenus au banc d'essai avec des réfrigérants placés sur les rehausses du convoyeur blindé
	51
2.6	Résumé
	58
2.7	Bibliographie relative à la deuxième partie
	60
3.	Récapitulation des résultats obtenus
	60
4.	Liste des publications parues, durant le déroulement du projet de recherches, et publiées par la station de recherches sur l'aérage dans les mines
	64

0. Introduction

Pour la justification de ce projet de recherches on a insisté sur les conditions techniques existant dans les charbonnages de l'Allemagne de l'Ouest, et qui se caractérisent par des difficultés croissantes dues aux conditions climatiques. Une situation semblable existe également dans d'autres pays miniers de l'Europe de l'Ouest, ce qui fait que les résultats de ce travail ont, ou auront à l'avenir, une utilité pour ces autres pays.

Il y a plusieurs raisons aux difficultés rencontrées quant aux conditions climatiques dans l'exploitation des mines allemandes. Elles sont déterminées en partie par des causes géologiques qui sont fonction du gisement, en partie par des causes à rechercher dans les méthodes modernes d'exploitation. Elles sont précisément responsables de la forte montée des indices climatiques durant les dernières années. En outre la concentration des chantiers d'abattage et les productions fortement accrues tout autant que la mécanisation poussée et l'usage de fortes puissances électriques installées ont eu une action défavorable, si l'on tient compte de plus que, du fait de l'augmentation de la profondeur, et par conséquent du degré géothermique, l'apport de chaleur en provenance des terrains encaissants, du charbon abattu et des vieux travaux croît également. Les méthodes de lutte contre les poussières par voie humide, l'infusion d'eau dans le massif et les fuites des organes hydrauliques du soutènement ont contribué de manière sensible à l'humidification du courant d'air et, par voie de conséquence, aussi à la détérioration des conditions climatiques.

Alors que le nombre des chantiers d'abattage, dans la période s'étendant de 1960 à 1970, passait d'environ 1.800 à quelque 500, la production moyenne journalière par chantier s'est accrue, passant de 300 à environ 850 tonnes (figure 0.1).

Une estimation du réchauffement du courant d'air au fond, du fait de l'accroissement de la production, ne doit pas s'en tenir à la seule considération de la production moyenne journalière des chantiers; il faut aussi tenir compte du développement des chantiers à production record. Déjà en 1969, 21 % de toutes les tailles à abattage entièrement mécanisé ont atteint des productions journalières en tonnage net variant entre 1.000 et 1.500 tonnes; pour 8 % d'entre elles ce tonnage a dépassé même les 1.500 tonnes journalières. Pour quelques tailles particulières, on a produit, durant tout le temps de travail, plus de 2.000 tonnes. Sur des délais plus courts, on est même parvenu dans certaines tailles à rendement record à atteindre des productions journalières qui dépassent de beaucoup la valeur moyenne que l'on se propose pour l'avenir. A cela il faut encore ajouter que les productions brutes à prendre en considération du point de vue dégagement de chaleur, sont du fait de leur teneur en terres stériles, d'environ un tiers supérieures aux productions nettes. Pour parvenir à des productions plus élevées, il est nécessaire d'accroître le degré d'utilisation des machines d'abattage et d'utiliser des machines et des convoyeurs capables de plus fort rendement. Ces deux mesures aboutissent à un emploi encore plus grand de l'énergie électrique dans les travaux, avec pour résultat que le courant d'air, et justement à des emplacements où les terrains sont peu refroidis, subit un échauffement supplémentaire.

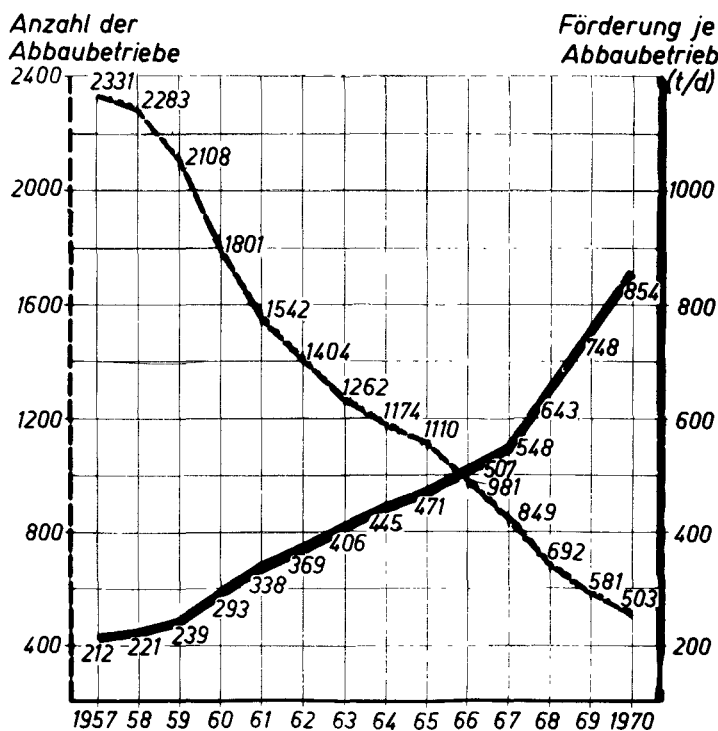


Figure 0.1 : Nombre et production journalière des chantiers d'abattage de l'industrie charbonnière allemande.

La puissance moyenne installée par installation de taille à rabot, pour les engins de production et de transport, est passée de 207 kW en l'année 1964 à 298 kW en 1969. Pour les tailles à haveuse la puissance moyenne installée est-elle, passée de 268 à 374 kW pour la même période. Si l'on inclut les équipements électriques de chantier habituellement existants dans les tailles à haute performance, il n'est pas rare de trouver aujourd'hui en taille des puissances électriques installées variant entre 500 et 700 kW, alors que le total du quartier approche les 1.000 kW. Au point de vue de l'équivalence thermique de la puissance utilisée, la plus petite part est libérée par les moteurs, et la plus grande de beaucoup, par les engins de production et de transport ainsi que par les produits abattus. De toute façon ces quantités de chaleur contribuent largement à l'aggravation des conditions climatiques dans le chantier. C'est ainsi que s'ajoutent aux conséquences des opérations d'exploitation, en particulier une importante évaporation de l'eau et une forte augmentation de la teneur en vapeur d'eau du courant d'air en taille et dans les voies de déblocage.

L'augmentation continue de la profondeur des travaux d'exploitation provoque une élévation toujours plus forte de la température géothermique. Durant ces dernières années la profondeur a augmenté d'environ 25 mètres par an. Cela correspond à une élévation annuelle de la température géothermique d'un degré centigrade. L'accroissement annuel moyen de profondeur d'une région d'exploitation ne caractérise qu'insuffisamment toutefois cette évolution, car pour un siège d'exploitation particulier la température des terrains au niveau de l'étage d'entrée d'air, par suite de la mise en route d'un nouvel étage, peut augmenter brutalement de 8 à 10 degrés centigrades (le gradient de température dans le carbonifère est de 4 à 5 degrés centigrades par cent mètres). La différence de température croissante entre les terrains et le courant d'air provoque une augmen-

tation du flux calorifique dans les chantiers d'exploitation. Un motif supplémentaire d'augmentation du flux calorifique en taille réside dans le fait que le gradient de température dans les bancs de terrains voisins du front de taille est plus fort, parce que les épontes, et le charbon, se refroidissent moins en raison de la vitesse élevée d'avancement de la taille.

En réaction devant l'aggravation des conditions climatiques au fond, les mesures pour y parer n'ont pas fait défaut. En premier lieu, il faut citer celles concernant la technique de l'aérage comme l'accroissement du débit d'air, et la pratique de schémas particuliers pour la conduite de l'aérage, par exemple: aérage descendant et par courants d'air parallèles. Une utilisation modérée de l'eau est aussi un moyen d'améliorer l'état climatique au fond, mais c'est une mesure qui n'est cependant pas suffisamment observée. Enfin un dernier moyen consiste à refroidir le courant d'air en utilisant des machines réfrigérantes.

Bien que l'on ait doublé les débits d'air en taille au cours des dix années passées, la proportion de la production en provenance des chantiers à plus de 28 degrés centigrades, température sèche, augmente sans cesse et atteignait déjà, au milieu de l'année 1971, 44 %.

Il ressort de la figure 0.2, que la proportion de la production en provenance de chantiers de température sèche supérieure à 28 degrés centigrades s'est accrue de 1960 à 1971. Ce qui est encore plus significatif, c'est le fait qu'il y a de plus en plus fréquemment des valeurs climatiques qui approchent la limite autorisée dans les charbonnages ouest-allemands, de 32 degrés centigrades de température réelle.

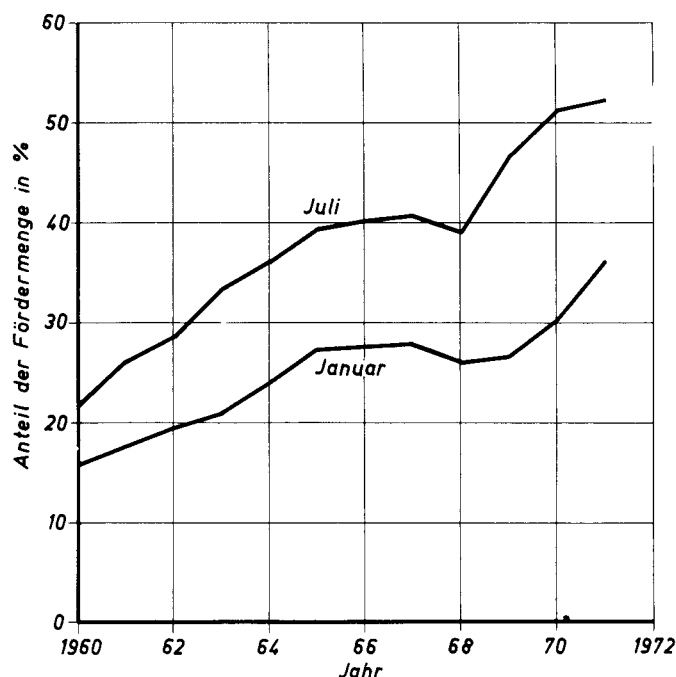


Figure 0.2 : Proportion de la production en provenance de chantiers d'abattage à une température sèche supérieure à 28° centigrades

Jahr = année Januar = Janvier Juli = Juillet

C'est la raison pour laquelle, se plaçant du point de vue de l'économie et de la sécurité, une prévision sûre des conditions climatiques est une base essentielle pour l'ouverture de nouveaux champs d'exploitation et pour la planification de l'exploitation. La prévision des améliorations possibles des conditions climatiques grâce à des mesures concernant la technique de l'aérage et de la climatisation est d'une importance de même nature.

La prévision des conditions climatiques est de ce fait une tâche particulièrement capitale, qui prend une grande signification et dont l'amélioration représente une partie de ce projet de recherches. Il faut ajouter à cela qu'il est nécessaire d'améliorer la technique de climatisation, de manière à utiliser pour le refroidissement de l'aérage au fond des installations efficaces et de fonctionnement sûr.

La condition préalable pour la création d'une meilleure méthode pour la prévision des conditions climatiques réside dans une connaissance plus précise des phénomènes de la transmission de la chaleur et de l'évaporation de l'eau dans les courants d'air, plus précisément en taille et dans les voies. Après la mise au point d'un procédé approprié il a été nécessaire de déterminer des caractères physico-thermiques, par des études poursuivies dans un assez grand nombre de chantiers au fond. Dans ce but, il a fallu mettre au point des instruments de mesure qui satisfassent aux exigences particulières du point de vue de la précision, du faible temps de réponse etc. Les résultats de ces recherches seront exposés en détail dans la première partie de ce rapport.

La production croissante de chaleur dans les chantiers d'exploitation exige dans des proportions de plus en plus importantes la construction d'installations permettant de refroidir le courant d'air et une augmentation de leur rendement. Une difficulté à surmonter pour la climatisation des chantiers d'abatage, c'est la réalisation d'une répartition convenable du froid dans la taille. Elle présuppose que l'on utilise des réfrigérants en taille de grande efficacité et de dimensions externes réduites qui, même dans le cas de fortes productions de poussières, fonctionnent sans entretien. Les réfrigérants en taille étaient jusqu'à ce jour le maillon le plus faible de la chaîne des installations de climatisation. La deuxième partie de ce rapport traitera des efforts entrepris pour éliminer les défauts ou insuffisances des réfrigérants et les succès obtenus dans ce sens.

Première partie

Etude concernant l'absorption de chaleur et d'humidité du courant d'air dans les chantiers d'exploitation de l'industrie houillère et détermination des indices caractéristiques et principes de calcul pour un calcul prévisionnel plus précis des conditions climatiques au fond

1.1 Sur la situation de calcul prévisionnel des conditions climatiques avant le projet de recherches

De nombreux procédés relatifs au calcul prévisionnel des conditions climatiques sont basés sur le calcul de la température sèche du courant d'air et ne sont en fait valables que pour des circuits d'aérage secs. Ils présentent l'avantage de pouvoir fournir une formule relativement simple de l'augmentation de température du courant d'air et permettent un calcul au moyen d'une règle à calcul dans des délais admissibles. Le désavantage principal de ces méthodes réside dans le fait que l'on doit estimer l'évaporation de l'eau, ce qui devrait être, à vrai dire, la partie la plus importante du calcul prévisionnel, à partir de valeurs empiriques que l'on doit utiliser comme valeurs rigoureuses (p.ex. les grammes d'eau évaporée par m² de surface et par heure) dans le calcul. Du fait que cette valeur dépend de nombreuses influences, et dans les travaux du fond, oscille dans de larges limites, il s'en est suivi souvent que le calcul était imprécis.

Tant qu'on ne disposait pour ainsi dire pas d'ordinateurs électroniques numériques dans l'exploitation des mines, l'avantage d'un calcul assez simple pesait lourd. C'est la raison pour laquelle, il fut proposé dans une publication parue en 1965 (1) (1), de maintenir le formalisme des procédés de calcul habituels, mais de tenir compte de l'augmentation de température non pas à partir de valeur de conductibilité thermique des terrains déterminée par des mesures de laboratoire, mais de la calculer à partir de caractéristiques ou indices tenant compte de l'humidité du circuit d'aérage. En outre on fit la proposition de tenir compte également de l'influence de sources de chaleurs supplémentaires, telles que l'émission de chaleur par le charbon abattu ou l'oxydation, mais aussi de la production de chaleur en provenance des moteurs électriques, par une augmentation correspondante de la conductivité thermique des épontes entourant le circuit d'aérage. Cette valeur augmentée est appelée : "conductibilité thermique équivalente".

Ce procédé a donné des résultats satisfaisants dans quelques cas de planification, mais s'est montré cependant souvent imprécis, en particulier pour des chantiers d'exploitation à forte production et de fortes puissances de moteur. La possibilité d'utiliser ce procédé s'est réduite par la suite, parce que les

(1) Les chiffres entre parenthèses se rapportent aux références bibliographiques données à la fin des "exposés" concernant la première partie.

chantiers de ce type sont devenus de plus en plus fréquents. L'insuffisance marquée de la proposition de 1965 était à rechercher dans le fait que la caractéristique (ou le rapport $\varepsilon_t = \lambda_t / \lambda_{\text{eq}}$) ne représente pas une valeur caractéristique invariable pour un circuit d'aérage, bien qu'elle dépende indirectement de son humidité. La caractéristique λ_t , qui est proportionnelle au rapport ε_t de l'absorption sèche de chaleur (ou augmentation de température) du réchauffement total du courant d'air (y compris l'absorption de vapeur d'eau), peut, notamment dans chaque portion humide du circuit d'aérage, être modifiée même par un changement dans l'état même de l'air.

Lorsque l'air frais et humide pénètre dans une exploitation (p.ex. après être passé à travers une installation réfrigérante), alors la proportion de l'absorption sèche de chaleur, et par là même λ_t , devient beaucoup plus grande que lorsqu'il s'agit d'air sec et plus chaud, pour lequel en premier lieu il se produit un effet refroidissant plus marqué par l'évaporation de l'eau et, en deuxième lieu, l'élévation de température en raison de la faible différence entre la température du courant d'air et celle des terrains encaissants est plus petite. Une autre insuffisance de la proposition de calcul consiste en ce que la caractéristique thermique contient l'influence de l'émission de chaleur due aux engins électriques. Du fait de l'augmentation de la puissance installée dans les tailles et les voies de déblocage par convoyeurs, ce procédé par trop simplifié n'était plus alors admissible.

Une amélioration capitale du calcul des prévisions de conditions climatiques est alors à prévoir, par l'application des lois fondamentales de la transmission de la chaleur et de l'évaporation de façon directe dans le calcul et par l'exclusion, du calcul des caractéristiques à partir des valeurs mesurées d'absorption de chaleur du courant d'air, de l'influence de la chaleur des engins électriques.

Le premier travail à réaliser dans le cadre du projet de recherches était donc l'établissement d'un nouveau mode de calcul. L'étape suivante importante devait être la programmation de ce procédé, parce que, en comparaison de la méthode d'approximation plus ancienne, le système qui comporte un grand nombre d'équations ne peut être résolu qu'au moyen de calculateurs électroniques numériques du fait du temps nécessaire à l'établissement des prévisions de conditions climatiques. Enfin il a fallu déterminer les valeurs caractéristiques thermiques, nécessaires pour ce procédé, dans les circuits d'aérage, en particulier en tailles et en voies, et cela en fonction des paramètres les plus influents. La précision requise pour ces mesures a rendu indispensable la mise au point de nouveaux appareils de mesure enregistreurs de température et d'humidité.

1.2 Un nouveau procédé de calcul

Le procédé de calcul à développer est basé sur les principes connus depuis fort longtemps de la conduction de la chaleur, de la transmission de la chaleur et de l'évaporation de l'eau. Le problème principal consistait à rattacher ces principes conformes aux lois, en une méthode qui convienne à un calcul pratique de l'élévation de température et de l'absorption de la vapeur d'eau du courant d'air dans des travaux de fond d'humidité variable. Certains problèmes

partiels étaient particulièrement difficiles à résoudre entre autres la détermination de la température superficielle dans le cas de surfaces humides et, étroitement lié à cela, le calcul de ce qu'on appelle le "coefficient d'ancienneté" ou "d'âge" dans les circuits humides (2). D'autres problèmes étaient posés par la détermination d'une formule exacte donnant la pression de la vapeur de saturation en fonction de la température, la création d'un procédé d'itération pour le calcul de la température humide à partir de la température sèche et de l'enthalpie du courant d'air et enfin la mise au point d'une équation pour la détermination de la température effective (ou de la valeur du climat au fond d'après BVOST du 20 février 1970).

Au début de la mise au point d'un nouveau mode de calcul, il fallait décider si l'on devait supposer que l'évaporation de l'eau se produit sur les parois des travaux miniers ou bien si l'on doit admettre qu'une proportion importante de l'humidité absorbée à partir du courant d'air sous forme de vapeur est diffusée à travers les terrains. Des calculs approximatifs sur le flux maximal de diffusion laissent à penser que l'évaporation de l'eau doit se produire sur ou à proximité immédiate de la paroi. En outre ces considérations mettent en évidence le fait que la chaleur nécessaire à l'évaporation doit être prise, dans une proportion nettement la plus considérable, non pas au courant d'air mais au contraire aux terrains. A partir de ces hypothèses, on a établi un mode de calcul qui a été publié pour la première fois en 1968 à l'occasion du congrès international minier sur l'aérage à Joachimsthal (3). L'exactitude des hypothèses émises ci-dessus a été confirmée par une étude théorique, objet d'une thèse (4). D'après cette étude ne peuvent être diffusées à travers les terrains que les quantités de vapeur d'eau qui sont d'un ordre de grandeur un ou deux fois inférieur à celles absorbées réellement dans les circuits d'aérage de l'exploitation minière par le courant d'air.

Une autre considération fondamentale avait trait au principe de la répartition de l'humidité sur les parois du circuit d'aérage. Dans de nombreux cas on ne parvenait pas à différencier l'état d'humidité d'un circuit d'après l'impression optique, pour établir à quel point (en comparaison avec une paroi complètement trempée) le circuit est humide. C'est la raison pour laquelle il a fallu mettre au point un modèle représentatif de la répartition de l'humidité et obtenir par comparaison des résultats de mesures faites au fond avec les résultats des calculs d'après ce modèle, les indices qui sont caractéristiques de l'humidité des travaux du fond. Il y a deux cas limites pour la répartition de l'humidité sur des parois diversement humides du circuit d'aérage.

Dans le premier cas limite (type A) on admet que des parties de la paroi sont complètement humides et le reste complètement sec. Un tel cas se présente par exemple dans une voie en terrains secs. mais dont la sole, par une arrivée d'eau quelconque, est maintenue humide. La caractéristique de l'humidité, qui a été distinguée par η_f est définie dans cette représentation du modèle comme le rapport de la surface humide à la surface totale, ou de la portion du contour humide de la voie au contour total. De la même manière une voie de déblocage sèche mais équipée d'un convoyeur à bande couvert de charbon humide appartient à ce type A.

Dans le deuxième cas limite (type B) l'humidité, du point de vue macroscopique, doit être également répartie sur toute la surface; on peut alors

souvent ne pas le remarquer lorsque le circuit d'aérage est peu humide. La caractéristique de l'humidité pour un circuit du type B est désignée par $\eta'f$; elle est définie par le rapport de la quantité d'eau réellement évaporée à la quantité d'eau, qui dans de pareilles circonstances serait évaporée dans un circuit d'aérage complètement trempé ($\eta'f = 1$).

Au début des recherches on a surtout travaillé sur le modèle représentatif du type B. Du fait qu'à cette époque le procédé de calcul n'avait pas été programmé pour des calculatrices électroniques numériques, le calcul d'une caractéristique $\eta'f$ à partir des résultats de mesures demandait un temps extraordinairement long.

C'est pourquoi cela fut extrêmement utile que la station de recherches pour l'aérage dans les mines put disposer déjà de bonne heure d'un modèle analogique électronique pour ces recherches.

La mise au point de ce "modèle de climat" avait déjà été entreprise avant le démarrage du projet de recherches et était déjà bien avancée. Elle peut être achevée grâce aux moyens financiers apportés par le projet de recherches(5).

Il simule les mouvements thermiques dans les terrains encaissants le circuit d'aérage du type B. D'après les études de la station de recherches pour l'aérage dans les mines, faites dans les voies d'accompagnement et dans les tailles, il apparut plus tard que, justement les voies d'aérage au voisinage du chantier, qui revêtent une importance toute particulière dans les prévisions de conditions climatiques, correspondent mieux au modèle représentatif du type A. Par exemple, on a souvent en taille des surfaces au toit et au mur quasiment sèches; l'humidité provient surtout du convoyeur chargé de produits abattus et du foudroyage, qui tous les deux font en taille l'effet d'une bande humide. Souvent seul le toit est sec, et sur le mur stagne ou coule de l'eau, celle qui provient par exemple des moteurs refroidis par une circulation d'eau ou des fuites des installations hydrauliques.

Pour cette raison les méthodes établies pour le calcul des prévisions climatiques, qui ont surtout été conçues pour les tailles et les voies d'accompagnement, ont été programmées d'après le modèle représentatif type A.

Les principes des méthodes de calcul ont été mis au point en 1968 et ont paru dans une publication de Voss (6) en décembre 1969. On ne peut dans ce rapport entrer dans tous les détails bien qu'une quantité de renseignements importants y soient cachés, détails qui ont permis en partie par les mesures faites sur la transmission de la chaleur et de la matière dans les travaux du fond, en partie par des calculs de contrôle ou de planification souvent variés, d'obtenir des procédés de calcul mieux adaptés à la réalité. A la place nous allons tenter de décrire brièvement quelques éléments de calcul caractéristiques et importants pour la méthode.

Le but du calcul est de déterminer le changement d'état du courant d'air au cours de son trajet dans les travaux souterrains, où l'on recherche

dans la pratique et en premier lieu, la valeur d'augmentation de la température sèche δ_t et de la température réelle δ_{eff} . Le calcul ne peut être mené que lorsqu'un assez grand nombre de données relatives à ces travaux souterrains peuvent être connues, et déterminées de façon précise ou estimées. Les données les plus importantes sont :

- a) La température des terrains δ_{gu} (en degrés centigrades). Elle doit être constante ou varier de façon linéaire sur toute la longueur du circuit d'aérage. Dans le cas de variations par bonds ou très irrégulières, il faut alors diviser le circuit d'aérage en plusieurs tronçons, pour le calcul.
- b) Le débit d'air \dot{V} (en $m^3/min.$). Le calcul ne peut être fondamentalement exact, que lorsque le débit d'air durant la période d'aérage de l'exploitation demeure constant. Dans la pratique une valeur moyenne suffit cependant lorsqu'il y a des variations momentanées du débit d'air.
- c) L'état du courant d'air lorsqu'il pénètre dans le circuit d'aérage. Il est caractérisé par deux grandeurs définissant l'état, en raison du mesurage en usage dans les mines, le plus souvent à l'aide de psychromètres, la température sèche et la température humide (δ_t et δ_f en degrés centigrades). Si l'état de l'air n'est pas connu, il doit être alors déterminé par un calcul préalable sur le circuit d'aérage placé en amont.
- d) Les dimensions de l'excavation souterraine, c'est-à-dire la longueur z en mètres et la surface de la section A en m^2 (ou la hauteur et la largeur lorsque la section est de forme rectangulaire).
- e) L'ancienneté de l'excavation t (en heure). Par ancienneté il faut entendre depuis quand la ventilation de l'excavation est pratiquée.
- f) Les terrains entourant le circuit d'aérage, ou pour des travaux en veine, les épontes.
- g) Les caractéristiques thermiques. Les deux les plus importantes sont la conductibilité thermique équivalente λ_{eq} (kcal/m/h/k) et l'indice d'humidité η_f . Ces caractéristiques sont définies de manière plus précise au chapitre 1.4.
- h) Les sources ou pertes de chaleur additionnelles.

Le principe du calcul consiste à déterminer, à partir des grandeurs ou valeurs d'état du courant d'air et des autres données (λ_{gu} , \dot{V} , t , λ_{eq} et λ_f), d'abord les températures des parois (δ_o) du circuit d'aérage aux emplacements secs et aux emplacements humides (δ_{ot} et δ_{of}). Cette façon d'opérer ne peut être suffisamment précise que pour le premier et court tronçon de travaux souterrains, pour lequel l'état du courant d'air à l'entrée peut encore être presque maintenu.

Aussi le calcul est conduit successivement pour une série de petits parcours, en lesquels le circuit d'aérage est découpé (procédé différentiel), Dans la pratique dix à vingt tronçons suffisent pour une taille ou une voie. A partir de la connaissance des températures des parois il est simple de calculer, compte tenu des lois de conduction de la chaleur, de la transmission de la chaleur et de l'évaporation (équation 1 - 3), la quantité de chaleur \dot{q}_k (kcal/m² h) et la quantité de vapeur $\dot{g}_v = \dot{q}_v/r_v$ (kg/m² h) transmises au courant d'air.

$$\text{Conduction de chaleur : } \dot{q} = - \lambda \text{ grad}_n \delta)_o \quad (1)$$

$$\text{Convection : } \dot{q}_k = \alpha (\delta_o - \delta_t) \quad (2)$$

$$\text{Evaporation : } \dot{q}_v = \frac{\beta' r_v}{R_D T} (p_{Do} - p_{D1}) \quad (3)$$

Les symboles qui n'ont pas été définis ou l'ont été insuffisamment signifient:

\dot{q}	densité du flux de chaleur par conduction	kcal/m ² h
\dot{q}_v	densité du flux de chaleur par évaporation	kcal/m ² h
$(\text{grad}_n \delta)_o$	gradient de température dans les terrains à proximité immédiate de la paroi	K/m
α	coefficient de conductibilité thermique	kcal/m ² h K
β'	coefficient effectif de transmission de matière	m ³ /m ² h
r_v	chaleur d'évaporation de l'eau = 597	kcal/kg
R_D	constante des gaz de la vapeur d'eau = 471	mkp/kg K
T	température absolue = $\delta_t + 273,1$	K
p_{Do}	pression de vapeur de saturation à δ_o	kp/m ²
p_{D1}	pression partielle de la vapeur d'eau dans le courant d'air	kp/m ²

A partir des quantités de chaleur \dot{q}_k et \dot{q}_v , on pourrait déterminer directement, au moyen de la quantité de courant d'air $\dot{G} = \rho \cdot 60 \cdot \dot{V}$ (kg/h), l'élévation de température $d\delta_t$ (en degrés centigrades) et l'absorption de vapeur d'eau dx (kg/kg) de courant d'air le long d'un petit tronçon différentiel du circuit d'air. Mais, du point de vue de la durée des calculs pour s'en sortir avec une subdivision admissible d'un tronçon du circuit d'aérage de longueur moyenne, par exemple seulement en 10 à 20 tronçons, le calcul est poursuivi d'une manière un peu différente, et apparemment plus commode.

On calcule le rapport ϵ_t de la quantité de chaleur transmise au courant d'air du sec à l'ensemble:

$$\epsilon_t = \frac{\dot{q}_k}{\dot{q}_k + \dot{q}_v} \quad (4)$$

et à la suite, au moyen de la caractéristique :

$$\lambda_t = \varepsilon_t \cdot \lambda_{eq} \quad \text{kcal/mh K} \quad (5)$$

des élévations de température du courant d'air ou immédiatement la température finale δ_{tz} dans le premier tronçon, d'après l'équation citée dans l'article (7)

$$\delta_{tz} = \delta_{gu} - (\delta_{gu} - \delta_{to}) \cdot e^{-c \cdot \lambda \cdot t} \text{ en degrés centigrades} \quad (6)$$

Le facteur c dépend des données de circuit d'aérage et est, pour une excavation souterraine déterminée une grandeur constante; δ_{to} est la température sèche au début ($z = 0$) de chaque tronçon, du circuit d'aérage, tronçon qui maintenant doit être plus long que par une méthode différentielle pure.

Puis on calcule, à partir de l'élévation de température ($\delta_{tz} - \delta_{to}$), l'augmentation de l'enthalpie $\Delta i = i_z - i_o$ pour ce tronçon d'après la relation:

$$\Delta i = c_p \frac{(\delta_{tz} - \delta_{to})}{t} \quad \text{kcal/kg} \quad (7)$$

et ensuite, à partir de i_z et δ_{tz} , on obtient toutes les grandeurs relatives à l'état à l'extrémité du tronçon de parcours du courant d'air ($z = z$), par exemple la teneur en vapeur d'eau χ_z ou l'humidité relative de l'air φ_z , par des relations bien connues, et enfin la température effective δ_{eff_z} à partir d'une équation développée à cette fin.

Enfin on tient compte de la part qui revient sur ce premier tronçon aux sources d'énergie additionnelles (p.ex. chaleur de compression pour surmonter les différences de profondeur) ou bien qui est due à l'influence d'une source de chaleur qui agit localement (p.ex. un moteur ou un réfrigérant de taille) sur l'état du courant d'air à l'extrémité du tronçon pour, ensuite, avec les valeurs finales ainsi obtenues, qui sont en même temps des valeurs initiales pour le tronçon suivant, continuer la suite des calculs.

Le calcul a été, jusqu'à un certain point, décrit d'une façon fort simplifiée en ce sens qu'on n'a pas particulièrement mis l'accent sur le fait que dans le modèle représentatif A il y a deux températures de parois différentes δ_o , celle de la surface sèche δ_{ot} , pour le calcul de laquelle l'équation peut être immédiatement utilisée, et celle de la surface humide δ_{of} , dont le calcul sera explicité dans le chapitre 3 suivant (équations 8 à 16). Ce procédé de calcul est aussi valable, d'une manière générale, pour la température δ_o d'une paroi humide (ou sèche) quelconque, c'est-à-dire pour le modèle représentatif B. Un problème partiel particulièrement vaste a été la mise au point d'une équation pour la grandeur auxiliaire δ_R , ce qu'on appelle la "température du point repère" et pour le coefficient effectif ou réel de conductibilité thermique α_{eff} (kcal/m²h K).

1.3 Mise au point de programmes pour les calculs au moyen de calculatrices électroniques numériques

Même dans le cas d'un seul tronçon du circuit d'aérage il faut faire un très grand nombre de démarches de calcul, car certaines grandeurs intervenant dans les calculs doivent être déterminées de manière itérative par une méthode d'approximation. Un élément important du calcul est, comme déjà dit, la détermination de la température de paroi, et en particulier de la température de paroi humide (δ_{of}). Le système d'équations, pour cela nécessaire, est représenté ci-dessous :

$$\delta_{of} = \delta_R + \frac{\delta_{gu} - \delta_R}{Bi} K(\alpha_{eff}) \quad (8)$$

$$K(\alpha_{eff}) = f(Fo, Bi) \quad (9)$$

$$Fo = \frac{\lambda_{eff} \cdot t}{c \rho_g r_o} \quad (10)$$

$$Bi = \frac{\alpha_{eff} r_o}{eff} \quad (11)$$

$$\delta_R = \frac{\delta_t (1 - c' c'') + c' \delta_f (c'' + f(\delta_f))}{1 + c' f(\delta_{of})} \quad (12)$$

$$\alpha_{eff} = (1 + c' f(\delta_o)) \quad (13)$$

$$c' = \frac{\eta f r_v}{c_p \rho \cdot R_D T} \quad (14)$$

$$c'' = 0,009 b \quad (15)$$

$$f(\delta) = a_1 \delta^4 + a_2 \delta^3 + a_3 \delta^2 + a_4 \delta + a_5 \quad (16)$$

avec:

$$a_1 = 3,021957 \cdot 10^{-7}$$

$$a_2 = 2,543219 \cdot 10^{-5}$$

$$a_3 = 2,841914 \cdot 10^{-3}$$

$$a_4 = 0,1441669$$

$$a_5 = 4,529490$$

Les symboles ci-dessus non encore explicités signifient :

Fo = nombre de Fourier

Bi = nombre de Biot

c = chaleur spécifique des terrains kcal/kg K

ρ_g = poids spécifique des terrains kg/m³

r_o = rayon équivalent de circuit d'aérage m

λ_{eff} = conductibilité thermique réelle des terrains kcal/m h K
 Dans le programme on choisit une valeur limitée de la conductibilité calorifique

équivalente à la fonction de la conductibilité thermique des terrains d'après la relation

c_p = chaleur spécifique du courant d'air = 0,24 kcal/kg K

ρ = poids spécifique du courant d'air au fond

b = pression de l'air, hauteur barométrique Torr

$f(\delta)$ = une fonction de la température. Elle est en rapport étroit avec la nouvelle formule établie pour la pression de vapeur de saturation $p(\delta)$ en kp/m^2 qui est :

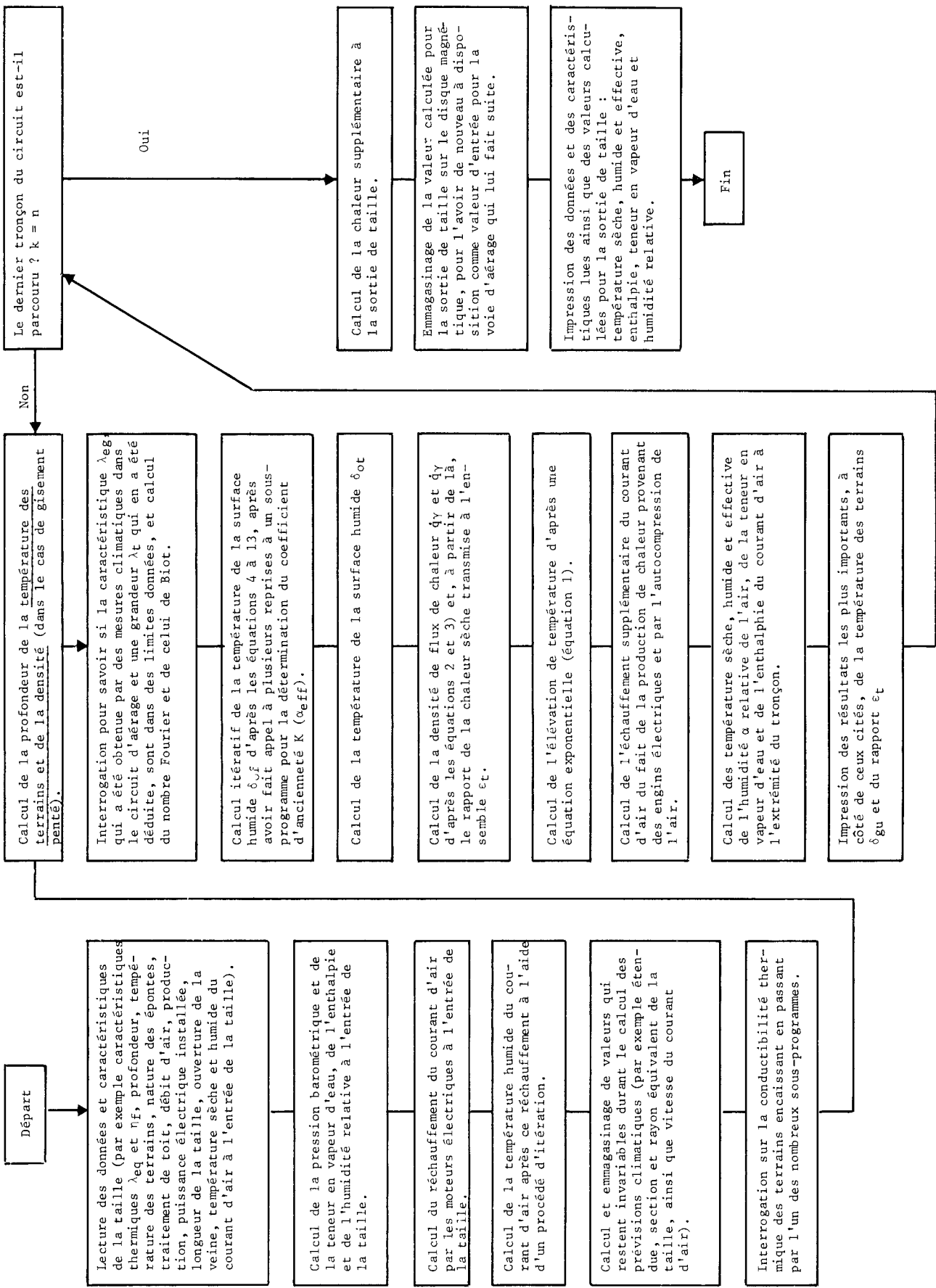
$$p(\delta) = f(\delta) + 62,27397 \quad (17)$$

L'équation 8 permet de déterminer δ . La température du point repère qui intervient δ_R peut être calculée à partir de l'équation 12. Une autre valeur caractéristique importante est le coefficient d'ancienneté K (α_{eff}), pour la détermination duquel un sous-programme assez considérable a dû être mis au point (2). Le système d'équation allant de (8) à (16) doit, dans chaque tronçon de parcours d'aérage, être passé une dizaine de fois pour arriver à la précision désirée.

Ces indications font voir que l'utilisation de calculatrices électroniques est une condition préalable pour la possibilité d'application du nouveau procédé. C'est la raison pour laquelle on a commencé le plus tôt qu'il était possible avec la programmation du procédé. Au commencement des travaux de recherches on a pensé encore, à un moment, de faire faire la programmation par une tierce partie, par exemple par un institut mathématique. Mais au cours des études il est apparu plus avantageux, pour veiller de plus près au programme, que la mise en forme du mode de calcul, les recherches thermo-physiques dans les travaux souterrains et la mise au point du programme soient rassemblées dans une seule main. C'est pourquoi la station de recherches sur l'aérage dans les mines a élaboré elle-même les programmes; d'abord un programme pour le calcul prévisionnel des conditions climatiques dans les voies de taille et dans les tailles, qui a été élargi de manière continue et amélioré grâce à des calculs de contrôle. Les réchauffements mesurés au fond ont été recalculés, et le programme adapté de la meilleure manière possible à la réalité. Certes, de par les progrès de la technique et les modifications dans les quartiers, il y a toujours lieu d'apporter à nouveau des changements au programme. En outre les dernières prévisions climatiques ont montré quelles étaient les limites du programme. Il doit être changé sur certains points, de façon à ce qu'il puisse fonctionner de manière sûre également pour des valeurs de température extrêmement faibles des terrains $\delta_{gu} < \delta_t$.

A l'occasion des journées d'information sur le "Contrôle du dégagement gazeux dans les travaux du fond et l'amélioration des conditions climatiques au fond", qui se sont tenues à Luxembourg en février 1971, on a fait une communication donnant une vue d'ensemble sur les principes d'élaboration du programme (7), qui est reproduit dans ce qui suit. Le contenu de cet aperçu ne sera pas répété dans ce texte. A la place, nous allons nous étendre sur quelques questions particulières intéressantes touchant à la technique minière ou à l'aérage, et qui sont en rapport direct avec l'élaboration du programme.

SCHEMA : ELABORATION DU PROGRAMME POUR LE CALCUL PREVISIONNEL DES CONDITIONS CLIMATIQUES



Un problème particulier est posé par le calcul de la chaleur dégagée par des engins électriques du fond. Nous allons, comme exemple, expliciter le calcul prévisionnel des conditions climatiques pour une taille.

La carte perforée avec les données concernant la taille contient, entre autres, les indications suivantes:

1. Puissance installée P_N (kW) dans le domaine intéressant la taille (y compris le convoyeur blindé de la voie, le brise-gaillettes, les pompes pour le soutènement hydraulique en taille)
2. Les moyens d'abattage (par exemple, rabot, haveuse)
3. Le déroulement des travaux (par exemple, abattage, les engins de déblocage tournent à vide, arrêt du chantier).

En raison de ce peu de données le programme doit maintenant décider quelle puissance réelle P (kW) les engins de chantier doivent absorber en moyenne dans une période de production normale et quelle part prend cette puissance électrique dissipée, en effet final, en chaleur dans l'élévation de la température du courant d'air. Afin de pouvoir introduire dans le programme au moins une solution approchée utilisable, on a d'abord mesuré dans le cadre d'une thèse, pour un diplôme d'ingénieur, dans dix tailles, la valeur du rapport P/P_N et recherché de quoi il était fonction en tout premier lieu. D'après ces recherches le quotient P/P_N , pour les tailles étudiées, varie entre 20 et 40 %, mais se situe la plupart du temps dans la bande étroite de 25 à 30 %.

Si la production Fr (tonnes/jour) en produits bruts augmente, il en est de même pour P/P_N , et pour les tailles à rabot, les valeurs de rapport sont en moyenne plus fortes que pour les tailles à haveuses à disques.

La dépendance quantitative du rapport P/P_N de la production brute et le rôle des autres facteurs d'influence est cependant encore insuffisamment étudiée. D'autre part, il est pensable que P/P_N se modifie constamment avec les progrès de la technique d'abattage et de transport et aussi de la technique de découpage des panneaux d'exploitation. Là aussi d'autres recherches sont encore nécessaires. Tout ce qui vient d'être dit est également valable pour la détermination de la proportion de chaleur dégagée qui est transmise sous forme sèche, et qui augmente la température sèche du courant d'air. A part quelques cas exceptionnels, il n'est pas possible de la mesurer directement.

C'est pourquoi il a été essayé de déterminer sa valeur en faisant varier cette proportion, lors du calcul par approximation des caractéristiques λ_{eq} et η_f .

D'après cela il est à présumer qu'en taille, seulement 20 à 40 % de l'énergie transformée en chaleur contribuent à l'élévation de la température sèche, le reste qui représente la plus grande partie servant à l'augmentation de la teneur en vapeur d'eau du courant d'air. La part de la transmission sèche, due à la source de chaleur supplémentaire : "engins électriques du chantier", est vraisemblablement la liaison étroite avec le rapport mesurable ϵ_t relatif à l'absorption totale de chaleur du courant d'air. Aussi, dans le programme, et tant que ces relations compliquées n'auront pas été étudiées de plus près, cette part ϵ_t sera limitée, pour définir la cession de chaleur des machines, à une valeur en dessous de 10 % ($\epsilon_{tmin} = 0,1$), du fait qu'une part moindre ne devrait guère se produire. Le rapport P/P_N est déterminé de manière approchée d'après une formule d'approximation programmée en fonction de la production brute du procédé d'abattage et de la marche du chantier. Cette section du programme peut

et devrait être modifiée, dès que nous serons en possession de nouveaux renseignements.

Outre le programme sur le calcul prévisionnel des conditions climatiques il a fallu aussi développer un programme pour le calcul des caractéristiques thermiques à partir de valeurs mesurées, de façon à être capable de déterminer un plus grand nombre de caractéristiques dans un délai raisonnable. Cela était particulièrement important en liaison avec l'interprétation des bandes enregistrées par les instruments mesurant la température et l'humidité, et qui renferment pratiquement un nombre incalculable de mesures. On a essayé de faire concorder de vastes parties de ce programme avec le procédé du calcul prévisionnel des conditions climatiques, de sorte qu'un tel calcul à partir de caractéristiques établies d'après des valeurs mesurées conduise pratiquement de nouveau aux valeurs mesurées (calcul de contrôle). On a obtenu une bonne concordance; les divergences entre les températures calculées et les températures mesurées atteignaient tout au plus + 0,3 degré centigrade. Une concordance totale n'est pas possible en raison de quelques différences fondamentales, inévitables entre les deux programmes.

A l'avenir un programme spécial pour le calcul prévisionnel des conditions climatiques dans les voies au rocher, dans les plans inclinés et les puits devrait être lancé, éventuellement en liaison avec un calcul séparé de la cession de chaleur par le charbon abattu lors de transport continu, de manière à pouvoir évaluer également le réchauffement du courant d'air dans les voies centrales à convoyeur à bande, ainsi que dans les plans inclinés pareillement équipés, avec suffisamment de précision.

1.4 La détermination des caractéristiques thermiques

Un calcul prévisionnel des conditions climatiques présentant toute garantie ne pourrait être possible même avec un procédé de calcul parfait, que si toutes les données importantes de l'ouvrage minier, y compris celles des sources de chaleur supplémentaires, et en particulier les valeurs numériques des caractéristiques thermiques λ_{eq} et η_f , sont connues. Du fait qu'une partie seulement de la chaleur totale absorbée par le courant d'air est en provenance des terrains - et comme c'est le cas souvent en taille et dans les voies de déblocage en moindre partie - il ne suffit pas de prendre en considération dans les calculs la seule conductibilité λ des terrains. Le procédé conviendrait s'il était possible de calculer séparément l'influence des autres grosses sources de chaleur, avant tout celle qui parvient au travers des fuites d'aérage, de l'arrière-taille et la cession de chaleur faite par le charbon abattu transporté. Un calcul précis de la première source de chaleur indiquée n'a pas été encore tenté à notre connaissance; dans les conditions très diverses des charbonnages allemands, il est à peu près impossible. Le calcul de la chaleur cédée par le charbon transporté est en principe possible, mais il serait encore moins facile à mettre en oeuvre que le procédé de calcul décrit. C'est pourquoi on a suivi la voie qui consiste à déterminer, à partir de mesures concernant l'absorption de chaleur et de vapeur d'eau, une caractéristique λ_{eq} , ce qu'on appelle la conductibilité calorifique équivalente, au moyen de laquelle, en utilisant les équations 5 et 6, on peut immédiatement obtenir le réchauffement du courant d'air à partir de la chaleur des terrains et des deux sources de chaleur évoquées ainsi que, le cas échéant, de l'oxydation (8). L'influence de la cession de chaleur par les engins électriques, les tuyauteries chaudes, etc. doit être calculée de façon séparée, car elle n'est pas contenue dans la caractéristique λ_{eq} .

Du fait de l'effet d'interaction lors de l'échauffement du courant d'air par les différentes sources de chaleur, le programme de calcul prévisionnel du climat au fond est construit de telle façon que la partie correspondante, pour chaque fraction de tronçon, de ces sources de chaleur est prise en considération directement dans chaque fraction. Pour le calcul des caractéristiques, il n'est malheureusement pas possible de tenir compte, de la même façon, de cet effet pour ce qui est de la correction des valeurs de mesure, car la prise des températures ne se fait pas au début et à l'extrémité de chaque tronçon, mais en général, au début et à l'extrémité de l'ouvrage minier (p.ex. de la taille). Pour le calcul des caractéristiques, on opère de façon telle que l'échauffement théorique du courant d'air en un point est d'abord calculé, point autour duquel l'énergie calorifique totale est concentrée. Mais comme, en fait, cette chaleur est distribuée librement sur la totalité de la longueur du circuit d'aérage (on fait ici abstraction des sources de chaleur locales), on calcule, à l'aide d'un sous-programme compliqué, quelle augmentation de l'échauffement du courant d'air peuvent provoquer les engins de chantier électriques, et cette valeur est retirée des températures mesurées en ce point (δ_t et δ_f). En réalité, le programme pour une taille est construit d'une manière encore plus compliquée, pour pouvoir tenir compte, par exemple, de l'échauffement local aux emplacements de tête motrice et de la chaleur de compression. Pour résumer, et d'une façon simplifiée on peut cependant dire que le calcul des caractéristiques ne part pas de l'état mesuré du courant d'air, mais de valeurs corrigées, de manière à pouvoir exclure certaines sources de chaleur additionnelles.

Les résultats du calcul des caractéristiques pour les tailles sont contenues dans la référence (7).

Sur la figure 1.1 on trouve reportées les valeurs de la caractéristique d'humidité η_f en fonction des productions brutes en tonnes par poste.

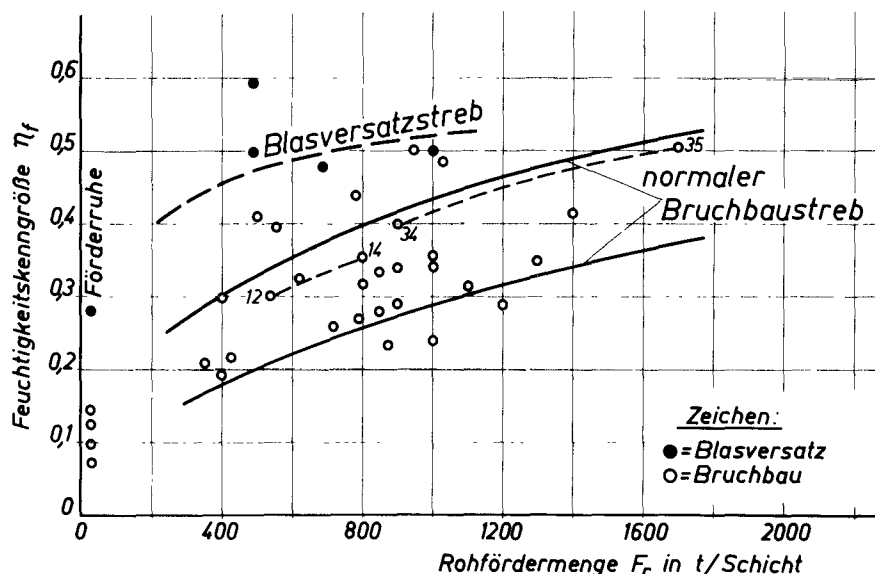


Figure 1.1 : Caractéristique d'humidité en taille.

(en ordonnées : caractéristique d'humidité η_f Förderruhe = arrêt du chantier

(en abscisses : productions brutes F_r en tonnes/poste

Blasversatzstreb : taille à remblayage pneumatique normale

Bruchbaustreb : taille ordinaire à foudroyage

Zeichen : Légende ● = remblayage
○ = foudroyage

La majeure partie des valeurs η_f pour les tailles conduites par foudroyage se situent entre 0,2 et 0,5. Les caractéristiques ne diffèrent que de $\pm 20\%$ par rapport à une ligne moyenne imaginaire, qui présente une allure croissante nette en fonction de la production. Cet accroissement est également reconnaissable clairement par des mesures faites dans deux chantiers d'abattage (n° 12-14 et n° 34-35), pour lesquels pendant la période des études, on a augmenté la vitesse d'avancement du chantier, et par conséquent la production, les autres données demeurant pratiquement constantes. Quelques tailles conduites par foudroyage sont beaucoup plus humides que l'ensemble du groupe; il s'agit ici de tailles possédant des sources d'humidité particulières, par exemple pulvérisation d'eau sur l'engin de transport, pertes d'eau en provenance des étançons et des cylindres pousseurs hydrauliques ou encore venues d'eau importantes en provenance des terrains. Dans les tailles à valeurs très basses de la caractéristique η_f , il n'y avait aucune venue d'eau apparente, aucune pulvérisation d'eau ni injection de massif de charbon. Lorsque l'installation est à l'arrêt, les caractéristiques η_f diminuent beaucoup de valeur, et atteignent en fin de semaine, après plusieurs jours d'arrêt, la valeur la plus faible $\eta_f = 0,1$.

Les caractéristiques η_f pour les tailles avec remblayage pneumatique ont une valeur beaucoup plus grande et se situent la plupart du temps dans la zone $\eta_f = 0,5$ à $\eta_f = 0,6$. On ne peut établir du fait du nombre insuffisant des valeurs, une dépendance marquée de la production brute.

Les conductibilités équivalentes calorifiques $\lambda_{\ddot{e}q}$ sont reportées, rapportées à la production brute, sur la figure 1.2.

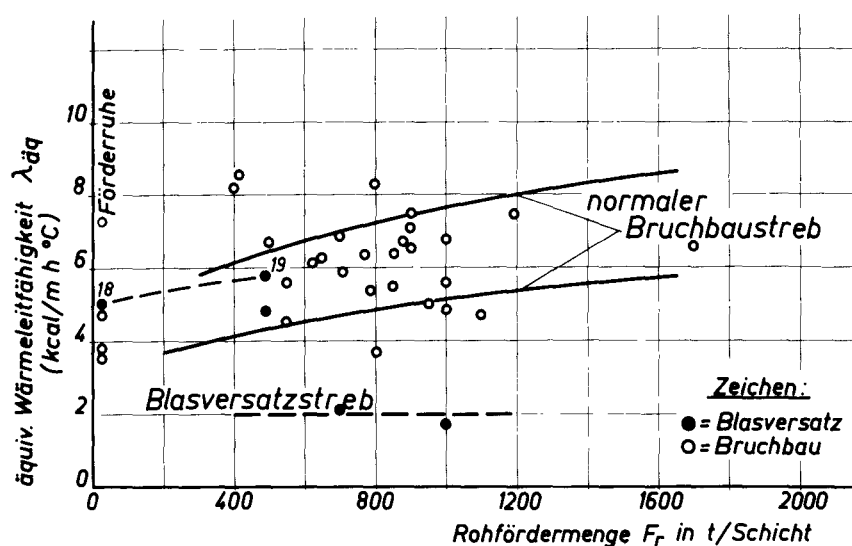


Figure 1.2 : Valeurs de la conductibilité calorifique en taille.
(même terminologie que sur la figure 1.1)

Les valeurs de la caractéristique $\lambda_{\ddot{e}q}$ pour les tailles à foudroyage sont comprises entre 4 et 8 kcal/m h K, de sorte qu'en prenant une valeur moyenne de 6 kcal/m h K on peut faire un calcul approché valable. Dans ce cas on peut aussi remarquer l'influence du tonnage extrait sur la caractéristique, mais cela est cependant moins net que pour la caractéristique d'humidité. L'importance des pertes d'aérage dans l'arrière-taille devrait avoir une influence importante sur $\lambda_{\ddot{e}q}$; il est vraisemblable que la longueur de la taille et les épontes ont également de l'influence. Ces incidences sont encore jusqu'ici insuffisamment

connues. De nouvelles recherches devraient être entamées, notamment pour pouvoir établir des calculs prévisionnels du climat du fond offrant une meilleure garantie en particulier pour les tailles à hauts rendements.

Il est bien connu que, du point de vue conditions climatiques, le remblayage pneumatique est bien préférable au foudroyage; cet avantage s'exprime aussi à travers les faibles valeurs λ_{eq} obtenues dans le cas de remblayage. Toutefois dans une des quelques tailles à remblayage pneumatique étudiées jusqu'ici (no 18-19) on a noté des valeurs cependant très fortes, pour lesquelles on n'a pu fournir jusqu'à maintenant aucune explication.

Quand on aura à faire un calcul de prévisions climatiques pour des chantiers d'abattage planifiés on devra se reporter souvent à des valeurs expérimentales pour η_f et λ_{eq} , comme celles reportées sur les figures 1.1 et 1.2. De façon différente, il sera toutefois possible, dans un chantier semblable à celui prévu dans le projet dans la même veine ou bien dans l'exploitation pour laquelle le calcul doit être entrepris, de faire des mesures. Des valeurs particulièrement sûres des caractéristiques peuvent être tirées de ces mesures, pour autant que celles-ci soient faites avec précision. Nous rentrerons davantage dans le détail de la conduite de ces mesures dans le chapitre 1.5.

Les caractéristiques λ_{eq} et η_f ont été calculées, en assez grand nombre et avec une exactitude satisfaisante, en dehors des tailles, également pour des voies d'entrée d'air sans transport de charbon. La conductibilité calorifique équivalente se situe la plupart du temps entre des valeurs comprises entre 1,0 et 1,7 kcal/mh K. Les valeurs sont d'autant plus faibles que l'ouverture de la veine est plus grande (le charbon n'a qu'une faible conductibilité calorifique de 0,3 kcal/mh K), et que la conductibilité calorifique des épontes est plus faible. La conductibilité calorifique des terrains carbonifères dans le bassin de la Ruhr est suffisamment bien connue à la suite des études de Mücke (9). Les voies de taille sur l'entrée d'air sont en général très sèches, lorsqu'elles ne servent pas au déblocage, la caractéristique d'humidité varie entre 0,04 et 0,09. Il existe aussi des voies absolument sèches ($\eta_f = 0$), elles sont presque toujours situées dans des terrains non encore soumis aux effets de l'exploitation (par exemple, en exploitation rabattante) et ont des épontes constituées de schistes.

La détermination de caractéristiques λ_{eq} de valeur sûre est très difficile dans les voies par où l'on évacue le charbon, tout particulièrement dans les voies de retour d'air de taille en exploitation chassante, du fait que de grosses quantités de chaleur sont apportées par les courts-circuits d'aérage avec l'arrière-taille et que l'état de l'air, surtout aux abords de la taille, change constamment avec le rythme de l'abattage et du transport. Là encore des recherches sont à poursuivre et, ce serait souhaitable, rapidement, surtout pour des chantiers d'exploitation avec climatisation au moyen de tuyauteries d'eau froide placées dans les voies de retour d'air.

La majeure partie des valeurs de la caractéristique λ_{eq} trouvées pour les voies de déblocage de charbon sont situées entre 3 et 7 kcal/mh K; on a trouvé dans des voies de retour d'air, parfois, des valeurs beaucoup plus grandes (jusqu'à plus de 20 kcal/mh K); l'origine de ces valeurs extrêmes serait à rechercher surtout dans une oxydation du charbon abandonné dans l'arrière-taille.

Les caractéristiques relatives à l'humidité η_f n'ont pas de valeurs aussi dispersées, dans les voies de taille de déblocage du charbon. Sur la figure 1.3, qui a été prise à la littérature, et qui est significative, sont reportées les valeurs η_f en fonction du tonnage brut produit. Dans les voies de taille

servant d'entrée d'air (figure 1.3 en haut) la caractéristique η_f passe d'en moyenne 0,07 pour de petits tonnages à 0,14 pour de forts tonnages (1400 tonnes/postes). Dans les voies de taille servant de retour d'air (figure 1.3 en bas), il faut distinguer entre exploitation chassante et exploitation rabattante ; les voies chassantes sont plus humides, en raison d'apports d'humidité en provenance de l'arrière-taille.

On ne dispose que de très peu de résultats de mesures appropriées, pour la détermination des caractéristiques λ_{eq} et η_f pour des voies au rocher. Elles sont rassemblées dans un tableau, qui a été emprunté à la littérature (10).

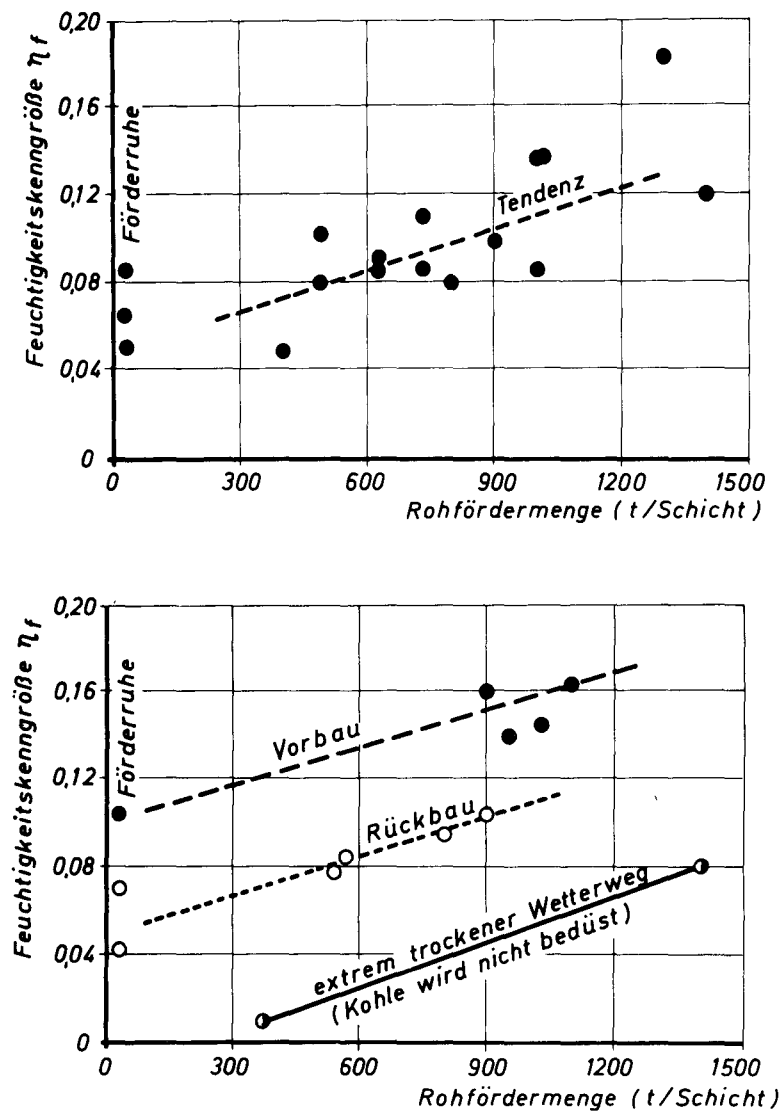


Figure 1.3 : Caractéristiques d'humidité dans des voies de taille d'entrée d'air (en haut) et dans des voies de taille de retour d'air (en bas) (mêmes coordonnées que pour la figure 1.1)
Tendenz : tendance
Förderruhe : arrêt du chantier
Vorbau : exploitation chassante
Rückbau : exploitation rabattante
Extrem trockener Wetterweg (Kohle wird nicht bedüst) : parcours d'aérage extrêmement sec (le charbon n'est pas arrosé).

Caractéristiques thermiques λ_{eq} et η_f			
Caractéristiques de l'ouvrage minier	Conductibilité calorifique équivalente λ_{eq} en kcal/mh K	Caractéristiques d'humidité η_f	Remarques
Voie en direction en terrains schisteux sans humidité apparente	1,05	0	La mesure a été effectuée quelques semaines après le percement
Voie en direction en terrain gréseux, avec flaques d'eau salines sur le mur	4,34	0,078	Très ancienne voie; par place rigole ouverte avec eau assez chaude
Bowette, terrains encaissants de nature variable, tronçons très humides	2,54	0,086	Ancienne galerie, du fait des variations du débit d'air, limites d'erreur dans le calcul des caractéristiques $\pm 15 \%$
Voie en direction dans le grès, humidité apparente seulement par endroit	2,50	0,116	Voie relativement récente (date de 2 ans) les grès contiennent visiblement beaucoup d'humidité

Le nombre des galeries étudiées est aussi faible en raison des dépenses occasionnées par les mesures. Cela est dû, pour les voies d'entrée d'air aux variations saisonnières de température, qui nécessitaient des mesures s'étendant sur une période d'au moins six mois, si l'on voulait obtenir des valeurs sûres. Dans les voies de retour d'air au rocher les caractéristiques ne peuvent être déterminées que de manière approximative, car l'échauffement du courant d'air est souvent si faible, qu'il est dans les limites de la précision des mesures.

Les quelques valeurs de conductibilité calorifique équivalente obtenues jusqu'ici laissent voir qu'elles restent presque toujours de l'ordre de grandeur de la conductibilité calorifique moyenne des terrains encaissants. La plus petite valeur $\lambda_{\text{eq}} = 1,05$ kcal/mh K a été trouvée pour une voie totalement sèche, tracée dans des terrains schisteux, peu après le percement d'aérage. La raison devrait être à rechercher dans le bris par le tir des explosifs des parties de terrains voisines du pourtour de la galerie, dans lesquelles pour des ouvrages miniers récents réside l'inertie thermique la plus grande. Dans des ouvrages miniers plus anciens en terrains schisteux on trouve des valeurs de λ_{eq} plus fortes qui se situent entre les conductibilités calorifiques des terrains perpendiculaires ou parallèles à la stratification (λ , $\pm 1,7$ kcal/mh K, λ'' 2,3 kcal/mh K), d'après la référence (9). La valeur extrême $\lambda_{\text{eq}} = 4,34$ kcal/mh K, qu'on peut lire dans le tableau, peut être expliquée par un échauffement additionnel provoqué par la rigole d'eau chaude.

Les valeurs des caractéristiques d'humidité se tiennent, pour les galeries au rocher, principalement dans des limites comprises entre 0,06 et 0,12. On trouve rarement des voies absolument sèches ($\eta_f = 0$); elles sont la plupart du temps en terrains non fissurés par l'exploitation, en massif schisteux, à grande profondeur.

Outre les caractéristiques λ_{eq} et η_f il faut encore connaître le coefficient de conductibilité thermique pour voies et tailles. Le résultat final de nos propres études (10,12) et des indications prises dans la littérature (p.ex. 13,14) sont rassemblés dans la figure 1.4.

Les connaissances sur ces coefficients concernant les tailles sont encore insuffisantes; c'est ainsi que l'influence du mode de soutènement, par exemple les cadres, sur la transmission de chaleur reste à étudier.

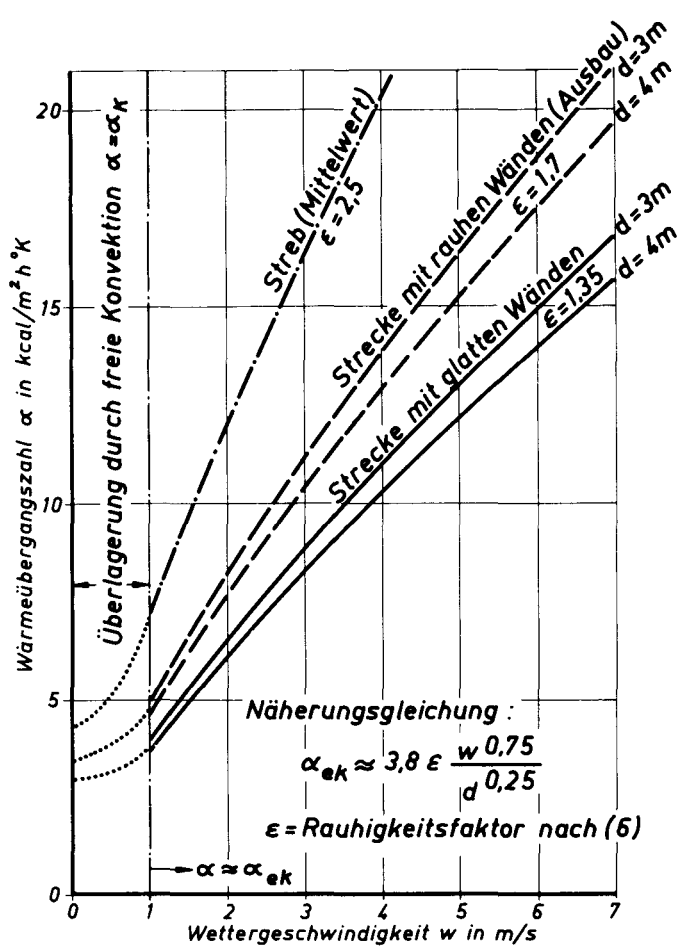


Figure 1.4 : Coefficient de conductibilité calorifique en voies et en tailles.
(ordonnées: coefficient de conductibilité calorifique, en $\text{kcal/m}^2 \text{h}^\circ \text{K}$.
(abscisses : vitesse du courant d'air w en m/s .
Überlagerung durch freie Konvektion $\alpha = \alpha_K$:
battement par convection libre $\alpha = \alpha_K$

Streb (Mittelwert)	= Taille (moyenne)
Strecke mit rauhen Wänden (Ausbau)	(= galerie avec parois rugueuses (soutènement)
Strecke mit glatten Wänden (Ausbau)	(= galeries à parois lisses (soutènement)
Näherungsgleichung	= équation approchée
ϵ = Rauheitsfaktor nach (6)	(= ϵ coefficient de rugosité (d'après (6).

1.5. La mise au point d'appareils de mesure, en particulier d'appareils enregistreurs pour la mesure de la température et de l'humidité

Il a été indispensable, en raison du déroulement des travaux aux abords de la taille, et dans les voies d'entrée d'air, en raison des variations atmosphériques, d'enregistrer la température du courant d'air ainsi que son humidité constamment variables, à partir d'appareils installés dans le circuit d'aérage. C'était la seule façon de mesurer en plusieurs endroits de ce circuit des états de l'air représentatifs, qui sont nécessaires à la détermination des caractéristiques thermiques. Les appareils utilisés habituellement jusqu'à présent dans les travaux du fond tels que thermo-hygrographes et thermo-psychrographes n'étaient pas ou suffisamment sûrs ou assez précis, pour déterminer la température sèche et la teneur en vapeur d'eau du courant d'air avec une exactitude satisfaisante. C'est pourquoi on a mis au point un appareil, qui donne la température et l'humidité relative de l'air de l'aérage avec la précision d'un bon psychromètre; il possède un très court temps de réponse lors des variations de l'état du courant d'air et est de sécurité électrique intrinsèque. La mise au point a été réalisée, en collaboration, par la station de recherches sur l'aérage au fond et la firme SINA de Zurich, qui a livré, en l'occurrence, des appareils de mesure de l'humidité construits suivant un procédé particulièrement adapté au cas à étudier (11). Comme palpeur d'humidité on utilise un hygromètre électrolytique. Un palpeur construit de manière analogue avec des propriétés de semi-conducteur sert à la mesure de la température.

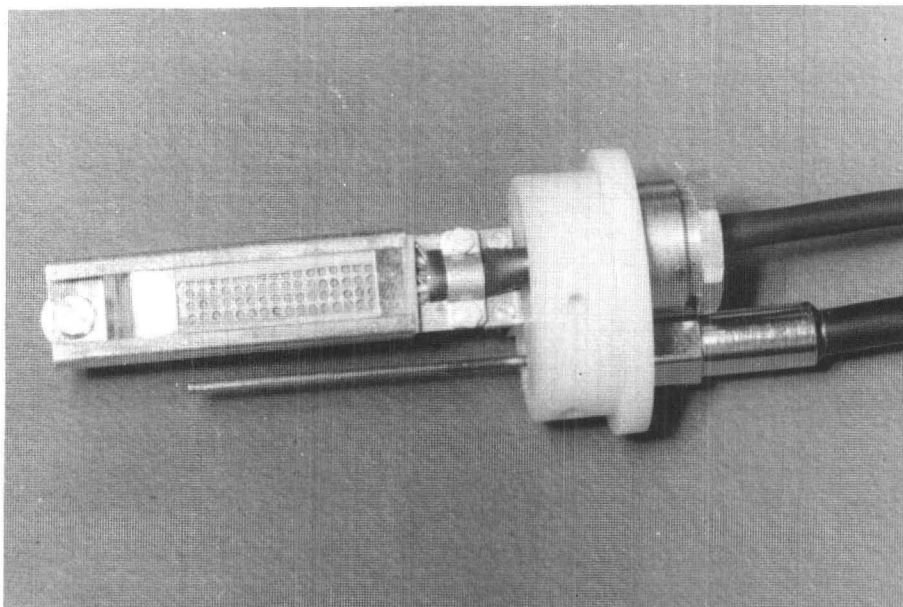


Figure 1.5 : Indicateur de température et d'humidité de la firme SINA AG Zurich.

La figure 1.5 représente le palpeur combiné avec indicateur d'humidité relativement important en forme de plateau, et l'indicateur de température en forme d'aiguille.

Le palpeur de la SINA AG appelé "indicateur d'humidité équihygroscope" se caractérise par sa taille, réduite, et par une inertie particulièrement faible. Il peut ainsi suivre les variations de l'humidité se produisant dans les travaux (p.ex. par l'ouverture d'arrosettes) pratiquement sans inertie.

Les valeurs mesurées sont inscrites par une plume sans encre sur une bande de papier paraffiné. Comme il s'agit d'un enregistreur sur une ligne et qu'il faut inscrire deux mesures, on passe de l'inscription de la température à celle de l'humidité de manière régulière par commutation. On obtient une ligne en méandres.

La figure 1.6 en donne un exemple. Elle représente un découpage de la bande enregistreuse donnant l'état du courant d'air à la sortie d'une installation de réfrigérant de retour, par eau froide.

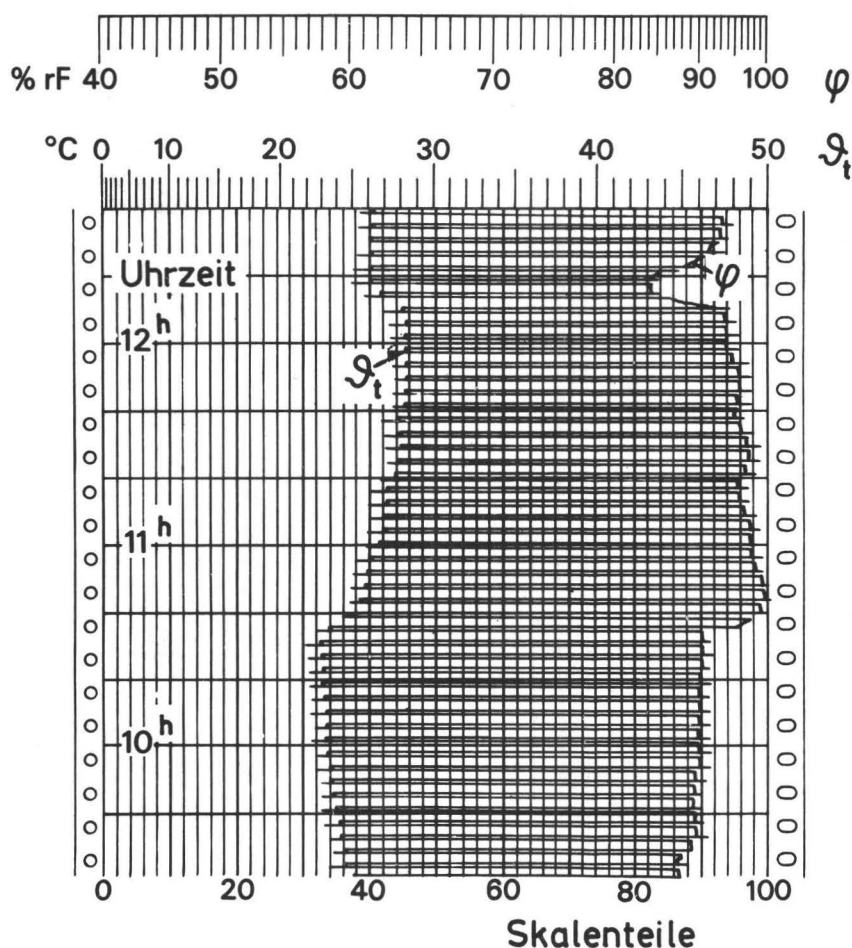


Figure 1.6 : Morceau de la bande de l'enregistreur de température et d'humidité.

Uhrzeit : heure
Skalenteile : partie graduée.

L'humidité relative de l'air ψ est inscrite environ toutes les 3 minutes, la température sèche δ_t toutes les minutes. A partir des arcs de courbe on peut tracer une courbe en fonction du temps. Sur cet exemple l'humidité varie entre 84 et 100 %, la température entre 23,0 et 28,3 degrés centigrades.

Lors du dépouillement de séries de mesures s'étalant, en partie, sur des semaines et effectuées en divers points de l'exploitation, il faut faire un tri des données presque innombrables relevées sur les bandes enregistreuses. C'est ainsi que, toutes les 20 minutes par exemple, sont prélevées les couples de valeurs δ_t et ψ , corrigées et inscrites sur cartes perforées. On a mis au point un programme pour continuer le dépouillement de ces données. D'abord à partir de chaque couple de valeurs δ_t et ψ on calcule les valeurs correspondantes; teneur vapeur d'eau x (g/kg), enthalpie i (kcal/kg) et température humide δ_f (en degrés centigrades); cela peut correspondre pour un chantier à plus de 10 000 valeurs. On peut alors reproduire, en fonction du temps, une ou plusieurs des grandeurs définissant l'état (δ_t , δ_f , ψ , x , i) à l'aide d'un traceur de l'installation de calculatrices électroniques.

La figure 1.7 montre un exemple de tracés de la teneur en vapeur d'eau en trois emplacements, à l'entrée de la taille (dans le sens du courant d'air), à la sortie de la taille et à l'extrémité de la voie de retour d'air.

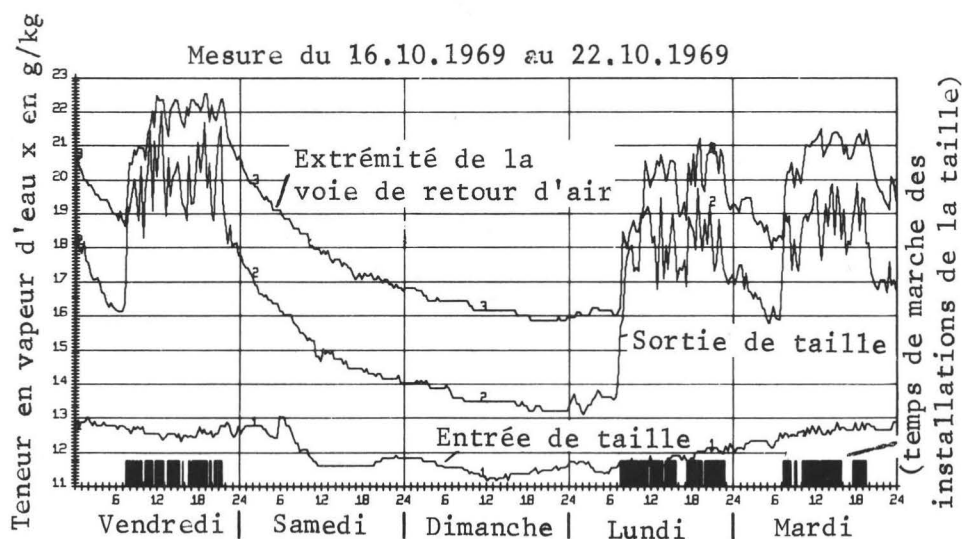


Figure 1.7 : Teneur en vapeur d'eau du courant d'air dans les travaux.

Les autres grandeurs définissant l'état peuvent être reproduites de manière analogue. A partir de ces représentations il est possible de décider ensuite, quelles valeurs sont représentatives des différents états du charbon; en particulier pour l'état correspondant à la production intensive, il est à propos d'entreprendre un calcul des caractéristiques thermiques en utilisant ces valeurs.

Outre les grandeurs définissant l'état, il faut, au cours des études thermiques, mesurer les débits d'air, les températures des terrains et celles des parois. Les débits du courant d'air ont été déterminés au moyen des appareils de mesure de vitesses habituellement utilisés du fond.

Pour la mesure des températures des terrains on a mis au point ou perfectionné des dispositifs pour la prise de température dans des trous forés. Les thermomètres à résistance - 5 NTC placés tous les cinquante centimètres dans une sonde se sont révélés bien adaptés. Un commutateur de points de mesure permet la commutation rapide d'un thermomètre à un autre. On mesure chaque fois la chute de tension dans les thermomètres (U_A) et dans une résistance de comparaison indépendante de la température (U_B) à l'aide d'un galvanomètre à spot lumineux du type "Stablindex" fabriqué par la Maison Sefram, de Paris. Le rapport des tensions mesurées U_A/U_B est une mesure directe de la température de la résistance - NTC.

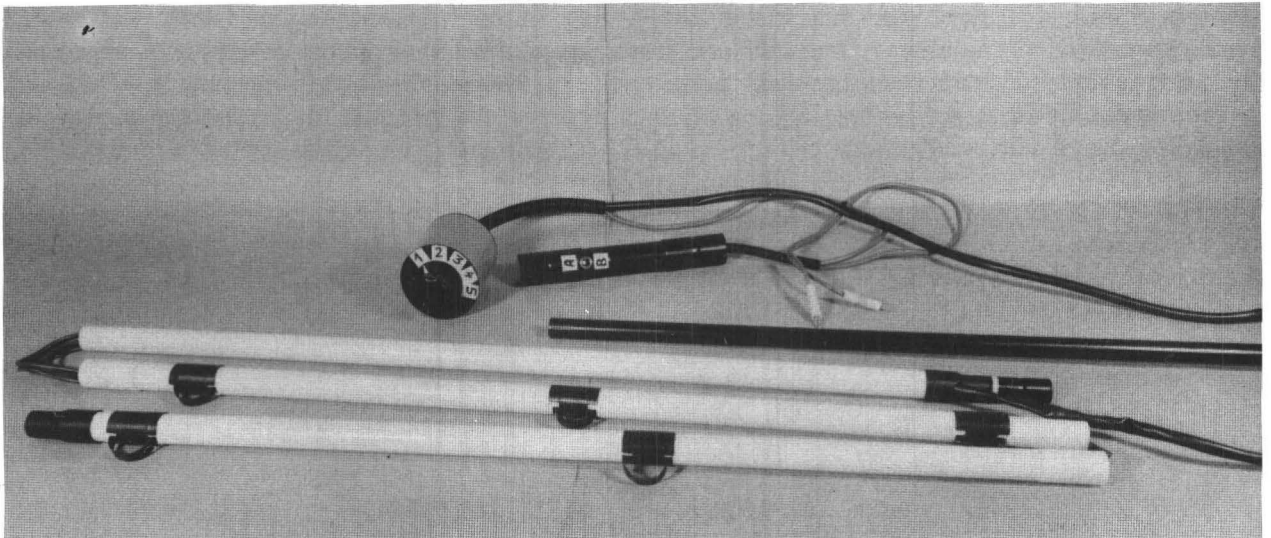


Figure 1.8 : Sonde et commutateur de point de mesure du dispositif pour la prise de température dans des trous forés.

Sur la figure 1.8 on a représenté la sonde de couleur blanche qui est faite de trois parties extensibles, une rallonge de couleur noire, le commutateur de points de mesure (1 à 5) et le commutateur (A,B) pour branchement sur le comparateur à résistance. L'installation de mesure est de sécurité électrique intrinsèque, et est employée surtout pour la détermination des températures primitives des terrains.

Au cours des recherches sur la distribution des températures le long du circuit d'aérage et leur variation dans le temps, en particulier quand on utilise d'assez longs trous forés ou bien quand les sondes doivent demeurer pendant une longue période dans les terrains, on a préféré se servir de sondes équipées de thermocouples. Une sonde contient alors en général 10 à 12 thermo-couples, qui sont "collés" à des distances, qui sont particulièrement favorables pour le genre de mesures.

Le résultat d'une telle recherche en taille est reproduit sur la figure 1.9.

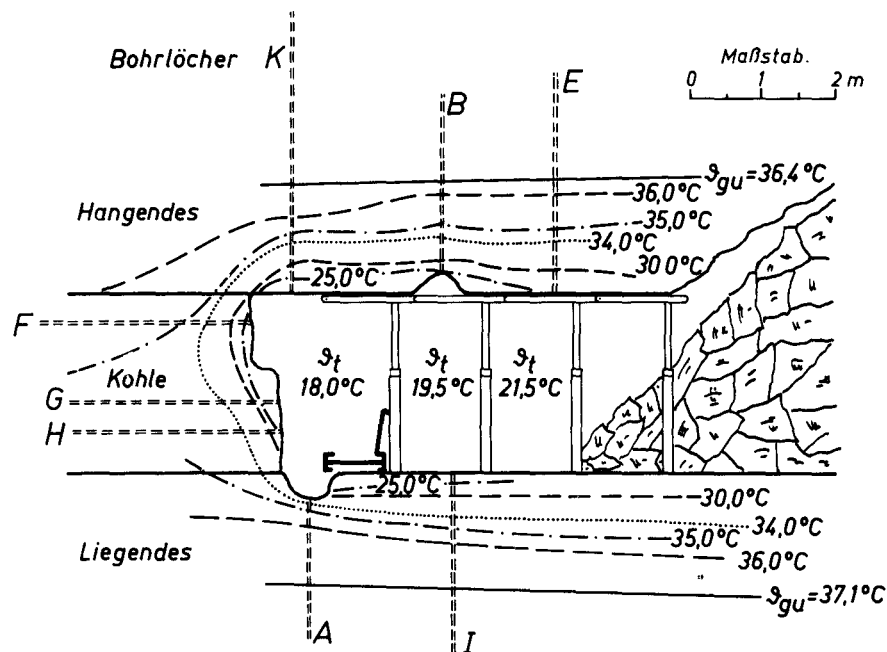


Figure 1.9 : Allure des isothermes au voisinage d'une taille.

Bohrlöcher : trous forés Maßstab : échelle
 Hangendes : toit
 Kohle : charbon
 Liegendes : mur

On reconnaît, d'après l'allure des isothermes, que le refroidissement des terrains au toit comme au mur de la couche, est très analogue à celui d'une plaque. C'est la raison pour laquelle on doit utiliser également pour le calcul de la conductibilité calorifique à partir des températures des trous forés les lois de refroidissement d'une plaque, alors que pour le calcul prévisionnel des conditions climatiques pour une voie d'aérage, comme pour une taille, on doit se servir, comme modèle représentatif du refroidissement, d'un cylindre creux. Dans le cas des veines de faible ouverture, ce modèle ne correspond cependant que de manière insuffisante à la réalité. Il reste à savoir, si une correction dans le mode de calcul ne doit pas être faite à bon escient dans ce sens.

L'établissement du fait que les épontes, pour l'occurrence ici des schistes, doivent avoir une très faible conductibilité thermique ($\lambda_{eff} \pm 1 \text{ kcal/mh K}$) perpendiculairement à la stratification, est un résultat intéressant découlant de l'interprétation des isothermes représentées sur la figure 1.9. La cause devrait être recherchée dans le décollement des bancs après extraction du charbon. Il en résulte que la quantité de chaleur en provenance des épontes vers la taille n'est que relativement faible. Une grande quantité de chaleur doit provenir de l'arrière-taille. On peut faire la même conclusion aussi de la répartition des températures du courant d'air sur la section de la taille. Cette représentation est valable en période d'arrêt de production. Pendant l'abattage il y a un apport supplémentaire de chaleur important qui provient du charbon abattu et transporté et des engins électriques du chantier.

La question de la mesure des températures de parois est très difficile et encore résolue de manière insuffisante, étant donné qu'une grande précision ($\pm 0,2$ degré centigrade) est requise. On vient seulement de commencer les essais

d'un appareil de mesures des températures de parois basé sur l'absorption de l'infrarouge.

1.6 Conclusion

Le but recherché dans la première partie du projet est d'améliorer le mode de calcul prévisionnel des conditions climatiques relatives aux chantiers d'exploitation dans les mines de charbon. Une amélioration radicale ne pouvait être attendue que si on abandonnait les procédés jusqu'ici usuels de calcul prévisionnel des conditions climatiques et que si on tenait compte des lois de l'évaporation dans les calculs. C'est pour cela que l'on a mis au point un mode de calcul prévisionnel de ces conditions (3,6) qui prenait en considération les phénomènes de transfert de matière et de chaleur dans les voies de taille et dans les tailles de meilleure façon. Des problèmes accessoires créés, par cette mise au point, étaient posés par la détermination d'un système d'équations pour la fixation de la température de parois soit sèches soit humides, par le calcul du dit coefficient d'ancienneté K (4) avec une plus grande précision (2) et par l'établissement d'équations de définition nouvelles ou meilleures pour déterminer la pression de vapeur de saturation et la température effective.

Les systèmes d'équation mis au point sont si volumineux et doivent être si souvent repassés dans le calcul, qu'il n'est possible de calculer suffisamment vite qu'en faisant appel aux calculatrices électroniques. C'est pourquoi, en première partie du projet de recherche on a programmé le mode de calcul prévisionnel des conditions climatiques de manière à pouvoir se servir des calculatrices numériques. Le calcul se fait dans le programme, pour chaque petit tronçon de l'ouvrage minier (procédé différentiel); la température calculée à l'extrémité de chaque tronçon est prise automatiquement comme température d'entrée pour le tronçon suivant. On tient immédiatement compte de l'influence de sources de chaleur locales ou réparties le long du parcours du courant d'air, de sorte que les influences réciproques de différentes sources de chaleur sur la longueur du circuit d'aérage sont calculées exactement de façon simple. D'importantes sources et pertes de chaleur ou d'humidité sont constituées par les engins électriques de chantier, les colonnes de tuyauteries chaudes ou froides, et les installations de réfrigération du courant d'air.

Même avec un procédé parfait, on ne peut conduire un calcul prévisionnel de conditions climatiques que si les caractéristiques thermiques sont connues de façon suffisamment précise. C'est la raison pour laquelle le centre du travail de recherches était constitué par la détermination des caractéristiques thermiques ou calorifiques, et tout particulièrement de la conductibilité calorifique équivalente λ_{eq} (kcal mh K) et de la caractéristique d'humidité η_f (8,12). L'indice λ_{eq} est une mesure pour l'intensité de la transmission de la chaleur et de l'humidité du courant d'air dans un ouvrage minier. Il est d'une valeur d'autant plus forte que la conductibilité thermique des terrains et que les sources de chaleur additionnelles sont grandes, pour autant qu'elles ne soient pas calculées de façon séparée.

Dans les galeries au rocher, dans les voies d'entrée de tailles sans transport de charbon et dans les autres voies sans sources de chaleur additionnelles, les caractéristiques λ_{eq} sont à peu près de même valeur que celles trouvées dans les mesures faites au laboratoire (9) pour les conductibilités thermiques λ des terrains carbonifères, si on prend une valeur moyenne pour les terrains encaissant la galerie d'aérage. Dans les voies avec sources de chaleur additionnelles, en particulier dans les voies de retour d'air en exploitation chassante et en tailles, les grandeurs λ_{eq} sont deux à trois fois plus fortes, car les quantités de chaleur en provenance de l'arrière-taille (courts-circuits d'aérage) et du charbon abattu transporté sur les convoyeurs s'y ajoutent.

L'échauffement du courant d'air du fait d'apport de chaleur par les engins du chantier électriques est calculé de façon séparée. A ce sujet, le rapport P/P_N de la puissance absorbée réelle à la puissance nominale P_N des engins moteurs et la proportion ϵ_{tp} de la chaleur sèche transmise, et fournie par les engins du chantier, à la chaleur totale ne sont pas connus de manière suffisamment précise.

D'après les recherches faites jusqu'à maintenant, on n'utilise en moyenne, compte tenu du temps consacré à l'abattage que 25 à 30 % de la puissance nominale ($P/P_N = 0,25$ à $0,30$). De la chaleur correspondant à cette puissance absorbée ($1 \text{ kW} = 860 \text{ kcal/h}$) seulement 10 à 40 % sont transmis à l'état sec ($\epsilon_{tp} = 0,1$ à $0,4$) et augmentent la température du courant d'air, la majeure partie est employée par l'évaporation de l'humidité du produit abattu transporté, qui est sans aucun doute une des conditions de détermination des conditions climatiques fonction de la quantité de chaleur.

Une mesure instantanée (avec appareils de mesure portatifs) ne suffit pas, en raison des humidités et températures toujours instables du courant d'air, dans les mines de charbon, en particulier à proximité de la taille, du fait du rythme d'activité du chantier, pour pouvoir déterminer l'absorption de chaleur par le courant d'air de façon suffisamment précise. Il faut enregistrer l'état du courant d'air en plusieurs emplacements du circuit d'aérage durant des jours ou des semaines et avec une grande précision, si on veut calculer à partir de ces mesures les caractéristiques thermiques.

Des instruments enregistreurs suffisamment précis pour utilisation durant des jours au fond de la mine manquaient jusqu'à maintenant. C'est la raison pour laquelle, en collaboration avec la firme SINA de Zurich on a mis au point un enregistreur d'humidité et de température qui réponde aux conditions exigées (11). Pour pouvoir traiter le très grand nombre de mesures effectuées, on a composé plusieurs programmes. Le premier sert au calcul de la température humide δ_f , de la teneur en vapeur d'eau x et de l'enthalpie i à partir des mesures de la température sèche δ_t et de l'humidité relative de l'air ψ . Le deuxième permet le tracé de grandeurs définissant l'état de l'air (δ_t , δ_f , x , i ou ψ) en fonction du temps, au moyen d'un traceur de l'installation de calculs électroniques. Le troisième programme sert au calcul des caractéristiques thermiques λ_{eq} et η_f pour les galeries et les tailles.

A côté des mesures de température et de débit du courant d'air, il fallait surtout effectuer des mesures de températures des terrains en grand nombre, pour déterminer les variations dans le temps des isothermes autour du circuit d'aérage (7) ainsi que les températures des terrains (à l'origine) δ_{gu} . A cet effet on a construit plusieurs dispositifs pour mesurer la température dans des trous forés, faisant appel soit aux couples thermo-électriques, soit aux thermomètres à résistance électrique NTC. Les mesures de température faites autour du circuit d'aérage ont fourni des renseignements pleins d'intérêt sur la provenance de la chaleur et de l'humidité en taille. C'est ainsi que les isothermes à l'entour d'une taille font apparaître qu'une quantité de chaleur relativement faible provient du massif constitué par les terrains encaissants, et que la plus grande partie est fournie par le charbon abattu et transporté et par le foudroyage (arrière-taille). Ces mesures ont été complétées par une étude théorique (4), qui confirme qu'une quantité d'humidité insignifiante, sous forme de vapeur, est diffusée par les terrains fermes, et que l'évaporation de l'eau se fait pratiquement à partir de la paroi des terrains. Il s'ensuit que la chaleur nécessaire à l'évaporation est prise principalement aux terrains, et rarement dans une proportion faible au courant d'air.

Dit brièvement le résultat des travaux de recherches relatifs à la première partie a été d'apporter une méthode améliorée du calcul des prévisions climatiques, bien adaptée aux conditions réelles du fond de la mine, au moyen de laquelle on a pu déjà établir avec succès un nombre assez grand de prévisions climatiques. Il reste encore cependant une série de problèmes à résoudre, en particulier pour les tailles et les voies à convoyeur à bande à très gros débit ainsi que pour des chantiers équipés d'installations de réfrigération, de façon à pouvoir effectuer des calculs de manière aussi précise qu'il est souhaitable de le faire, dans l'intérêt d'une meilleure rentabilité dans les mines.

1.7. Bibliographie relative à la première partie

- (1) Voss J. : Contribution au calcul prévisionnel de l'échauffement et de l'absorption de vapeur d'eau par le courant d'air dans les mines de charbon.
Glückauf - Forschungshefte 26 (1965) pages 187/98.
- (2) Marzilger B.
et Wagener B.: La solution numérique pour le coefficient thermique d'ancienneté avec évaluation de l'erreur.
Glückauf - Forschungshefte 33 (1972) paru en début 1972.
- (3) Voss J. : Echange de chaleur et de vapeur d'eau dans les circuits d'aérage. Conférence au Congrès international sur l'aérage dans les mines. Joachimsthal (1968).
Citation abrégée dans : Rudy 16 (1968) pages 265/68.
- (4) Marzilger B. : Une étude analytique sur l'influence subie par le courant d'air du fait des phénomènes moléculaires de transport dans les terrains.
Thèse de l'université technique de Berlin 1970.
- (5) Lindemaier G.: Mise au point d'un modèle analogique électronique pour simulation des mouvements thermiques au fond de la mine.
Glückauf - Forschungshefte 31 (1970) pages 24/33.
- (6) Voss J. : Un nouveau procédé pour la prévision des conditions climatiques dans les mines de charbon.
Glückauf - Forschungshefte 30 (1969) pages 321/31.
- (7) Voss J. : Calcul des prévisions climatiques dans les chantiers d'abattage.
Glückauf - Forschungshefte 107 (1971) pages 412/18.
- (8) Voss J. : La détermination des caractéristiques thermiques dans les voies d'accompagnement et dans les tailles.
Glückauf - Forschungshefte 106 (1970) pages 215/20.
- (9) Mück G. : La conductibilité thermique des terrains carbonifères et son influence sur le climat au fond.
Bergbau - Archiv 25 (1964) pages 35/58.
- (10) Voss J. et
Schnitters G.: Calcul prévisionnel des conditions climatiques pour les tunnels et travaux miniers avec aérage secondaire.
Glückauf - Forschungshefte 32 (1971) pages 109/21.

- (11) Weuthen P. et
Chatel P. : Un instrument pour la mesure et le tracé de la température
et de l'humidité du courant d'air au fond de la mine.
Glückauf - Forschungshefte 32 (1971) pages 229/36.
- (12) Voss J.: La détermination des caractéristiques thermiques à partir de
mesures faites sur l'absorption de chaleur du courant d'air
et le refroidissement des terrains autour de galeries d'en-
trée d'air.
Glückauf - Forschungshefte 28 (1967) pages 67/80.
- (13) Scerban W. A.N.,
Kremnev O.A. et
Zuravlenko V.Ja: Manuel pour les calculs de chaleur dans les mines et pour le
projet d'installation de réfrigération du courant d'air.
Moscou : Gosgortechizdat 1960.
- (14) Ufer W. : Recherches sur la relation existant entre le coefficient de
conductibilité thermique et le coefficient de résistance par
frottement dans des conduits rectangulaires et son importance
pour l'influence de la chaleur des terrains sur le climat au
fond dans l'exploitation des mines de charbon.
Thèse de l'université d'Aix-la-Chapelle 1963.

Deuxième partie

Mise au point de réfrigérants à grand rendement pour le refroidissement du courant d'air

La mise au point de réfrigérants à grand rendement pour le refroidissement du courant d'air est une tâche bien délimitée du projet de recherche. Elle n'est toutefois pas concevable, sans un aperçu sur les rapports existants et les particularités des conditions climatiques, qui diffèrent des conditions que l'on rencontre au jour et dans d'autres branches d'industrie sur quelques points essentiels. Contrairement à la climatisation dans les bâtiments, l'aérage dans les mines n'est pas réalisé en circuit fermé, mais on envoie un courant d'air continu sur de longs parcours dans les travaux de la mine. La climatisation est dans ce cas, et dans une certaine mesure, un problème de transport de chaleur. Comme la chaleur ne se détruit pas, mais ne peut être que transportée à un autre endroit, les conditions climatiques de certains chantiers ne peuvent s'améliorer à l'aide de réfrigérants du courant d'air qu'aux dépens d'autres espaces ou d'autres parties du courant d'air. Une autre particularité réside dans la haute humidité du courant d'air au fond, qui, et avant tout, au chantier, nécessite une forme spéciale des éléments réfrigérants. Enfin, la forte proportion de poussières a une influence néfaste, qui doit être prise en considération dans la constitution des surfaces de refroidissement.

Le refroidissement de l'air au chantier, qui par ces considérations est au premier plan, suppose en général une machine à froid installée dans une position centrale, dans laquelle l'eau est refroidie, eau qui est amenée dans les réfrigérants de chantier par une conduite à eau froide en circuit fermé. La tâche principale de la technique de climatisation au fond consiste (tout en tenant compte des conditions spatiales limitées et de la contrainte, que représente l'avancement continu du chantier qui nécessite de changer de place constamment) à distribuer une capacité frigorifique suffisamment grande dans l'espace occupé par la taille. La question de savoir si on doit transmettre le froid au moyen d'un important réfrigérant placé à l'entrée de la taille (réfrigérant principal) ou si on doit le répartir sur un grand nombre de petits réfrigérants de taille et se déplaçant avec elle, du fait des températures élevées des terrains et des grandes quantités de produits transportées des chantiers découpés de façon moderne avec comme conséquence une production de chaleur extrêmement importante, a été tranchée aujourd'hui à l'avantage des réfrigérants en taille. En cas de besoin, des réfrigérants principaux sont encore ajoutés, si les conditions climatiques à l'entrée de taille ont déjà dépassé des limites fixées, ou si des travaux placés en avant ont besoin d'être réfrigérés. Des études ont été consacrées pour cette raison surtout aux réfrigérants de taille, à leur perfectionnement et à leur développement ultérieur. Ajoutons à cela que le réfrigérant en taille, lorsque les travaux de recherches ont débuté, était en ce qui concerne son rendement et ses propriétés, le maillon le plus faible dans la chaîne des installations de climatisation et que son amélioration était à réaliser en priorité.

Naturellement les premiers réfrigérants d'aérage montraient beaucoup de ressemblance avec les modèles de la technique de climatisation en général, et il a fallu attendre toute une série d'années, jusqu'à ce qu'on finisse par reconnaître que les particularités des conditions climatiques au fond de la mise nécessitent des formes de construction spéciales. De plus, il faut considérer qu'en matière de technique de climatisation les connaissances sur les processus se déroulant dans les réfrigérants avec condensation de la vapeur d'eau se sont considérablement augmentées ces dernières années. Aujourd'hui encore les procédés de calcul connus, à quelques exceptions près, se limitent au domaine des températures sèches.

2.1. Processus de la transmission de chaleur dans les réfrigérants et calcul des caractéristiques d'un réfrigérant

Au début des travaux, on disposait d'une étude théorique de Weuthen sur les phénomènes d'échange de matières et de chaleur dans un réfrigérant dans le cas de conditions de fonctionnement à l'état sec et à l'état humide et chaud (1,2) (1). Les études furent étendues à des réfrigérants à tubes lisses et à tubes à nervures (ou à ailettes), formes de réfrigérants qui permettent de faire des calculs. Le faisceau de tubes lisses disposés en travers de l'écoulement, disposition qui est, sans aucun doute, celle qui a été le plus souvent étudiée pour les échangeurs de température, semble la mieux appropriée à cause de ses bonnes qualités du point de vue thermique et surtout en raison de sa faible tendance à retenir les poussières et est tout à fait désignée pour les réfrigérants d'aérage. Certes elle présente quelques sérieux désavantages; par exemple, sous un volume de construction donné, on ne dispose que de peu de surfaces d'échange. En outre, les réfrigérants à tubes lisses présentant une forte densité de tubes nécessitent un nombre élevé de coudes de raccordement, les frais de main-d'oeuvre pour la réalisation des soudures sont importants. Ajoutons que la résistance à l'écoulement de l'air est grande et impose de gros débits de ventilateur. En tout cas pour l'explication des phénomènes d'échange de chaleur et les études par le calcul, le réfrigérant à tubes lisses est plus pratique que le réfrigérant à tubes à ailettes.

Dans ce genre de réfrigérants, l'air est refroidi par contact avec les parois froides, l'eau froide circulant dans les tubes enlevant la chaleur. L'échange de chaleur se fait à travers une cloison métallique. Au total cet échange se décompose en une transmission de chaleur par convection à la paroi externe, en une transmission de chaleur à travers la cloison et en une transmission de chaleur par convection à la paroi interne du tube. Les relations qui suivent existent entre les quantités de chaleur échangées.

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot 60 \cdot \rho \cdot \Delta i = \dot{V}_W \cdot c \cdot \Delta t_W = F \cdot K \cdot \Delta t_m \quad (1)$$

avec

\dot{Q}	(kcal/h)	quantité de chaleur échangée ou rendement du réfrigérant
\dot{V}	(m ³ /min.)	quantité d'air passée à travers le réfrigérant

(1) Les chiffres entre parenthèses se rapportent aux références bibliographiques données à la fin des exposés concernant la deuxième partie.

ρ	(kg/m ³)	densité de l'air
i	(kcal/kg)	enthalpie de l'air
\dot{V}_W	(kg/h)	quantité d'eau passée à travers le réfrigérant
c	(kcal/kg grd)	chaleur spécifique de l'eau
t_W	(°C)	température de l'eau
F	(m ²)	surface extérieure de refroidissement
K	(kcal/m ² h grd)	taux de conductibilité thermique
Δt_m	(grd)	différence moyenne de température entre l'eau et l'air (1)

Le taux de conductibilité thermique K comprend les trois phénomènes de transmission de chaleur mentionnés. Pour la valeur inverse $\frac{1}{K}$, la résistance à la transmission de chaleur, on a la relation :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha} + \frac{F}{F_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} \right) \quad (2)$$

avec

α	(kcal/m ² h grd)	coefficient de conductibilité thermique externe
F_i	(m ²)	surface interne des tubes
α_i	(kcal/m ² h grd)	coefficient de conductibilité thermique interne
δ	(m)	épaisseur des tubes
λ	(kcal/m h grd)	coefficient de conductibilité thermique du matériau du tube.

Pour les coefficients de conductibilité thermique α et α_i , il existe tant de résultats expérimentaux que le calcul de réfrigérant à tubes lisses de dimensions les plus diverses ne présente plus aujourd'hui la moindre difficulté (3). La valeur de α et α_i dépend énormément de la vitesse de l'air et de l'eau. Comme α_i a, la plupart du temps, une valeur supérieure à la puissance 10 de α , la résistance à la transmission de chaleur à la surface intérieure du tube est très faible. La même chose prévaut pour la transmission de chaleur à travers la paroi mince du tube, en particulier quand on emploie des matériaux bons conducteurs. La valeur de K est pour cette raison déterminée en premier chef par le coefficient de conductibilité thermique externe α .

Dès que la vapeur se condense dans le réfrigérant, phénomène qui se produit, quand la paroi externe refroidissante est à une température qui est inférieure à celle du point de rosée de l'air, le coefficient de conductibilité

thermique externe est fortement remonté. Ce phénomène s'explique par le fait qu'en raison de la condensation de la vapeur d'eau, la chaleur libérée en plus de la convection de la paroi de tube est absorbée par l'eau circulant dans les tubes et que ce transfert de chaleur se fait sans résistance à la transmission. Plus la condensation de la vapeur d'eau est élevée, plus grande est la valeur d' α . L'importance de l'augmentation d' α peut être déterminée à l'aide du diagramme i, x . La figure 2.1 contient un schéma du diagramme i, x et quelques exemples sur le changement de l'état de l'air dans un réfrigérant.

Il faut faire la différence entre les réfrigérants avec ou sans condensation de vapeur d'eau. Si l'état de l'air à l'entrée se situe loin sur la gauche du diagramme, c'est-à-dire à la normale du point d'intersection de la température des parois du réfrigérant et de la ligne de saturation, ou à sa gauche, alors le changement d'état se fait suivant la verticale. On a $x_1 = x_2$ et il n'y a pas de vapeur d'eau. La quantité de chaleur transmise est $Q = \dot{V} \cdot 60 \cdot \rho \cdot c_p$.

Si l'état de l'air à l'entrée se situe à droite de ce point d'intersection, la vapeur d'eau se condense et on a : $Q_f = \dot{V} \cdot 60 \cdot \rho \cdot \Delta i$.

Le coefficient de conductibilité thermique augmente proportionnellement à l'accroissement de rendement (ou d'effet utile)

$$\frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}} = \frac{\alpha_f}{\alpha} = \frac{\Delta i}{\Delta t \cdot c_p} \quad (3)$$

Ce qui veut dire que le coefficient de conductibilité thermique externe du réfrigérant humide croît avec une tendance décroissante de changement d'état.

$$\alpha_f = \alpha \cdot \frac{\Delta i}{\Delta_{+xc}_p} \quad (4)$$

Sur la figure 2.1 on a reporté trois exemples correspondant à trois valeurs du rapport : $\Delta i / \Delta t \cdot c_p$, à savoir 1, 2 et 3, c'est-à-dire pour le changement d'état en condition climatique sèche, moyennement humide et humide. On reviendra à nouveau sur ces trois exemples. Il ne faut ici pas oublier que le changement d'état de l'air dans un réfrigérant humide ne se déroule pas toujours de manière linéaire, en raison du fait que la température des surfaces refroidissantes t_F entre l'entrée d'air et la sortie d'air du réfrigérant varie et se déplace suivant la courbe de saturation. Pour la région ici particulièrement importante (le cas 3), l'hypothèse de changement d'état de manière linéaire est toutefois remplie.

Dans le cas de réfrigérant à tubes à ailettes la surface externe est agrandie de façon considérable, pour tenir compte des conditions de transmission de chaleur plus mauvaises du côté de l'air. La surface externe F est composée de la surface du tube F_0 et des surfaces d'ailettes F_R , on a : $F = F_0 + F_R$.

Le rendement du réfrigérant n'augmente pas dans le même rapport que l'augmentation de la surface provoquée par les ailettes, mais, pour des raisons précises, dans un rapport moindre. La chaleur absorbée sur la surface des ailettes parvient par les ailettes, et par conduction, au tube central. L'ailette externe a une différence de température par rapport à l'air qui est plus faible

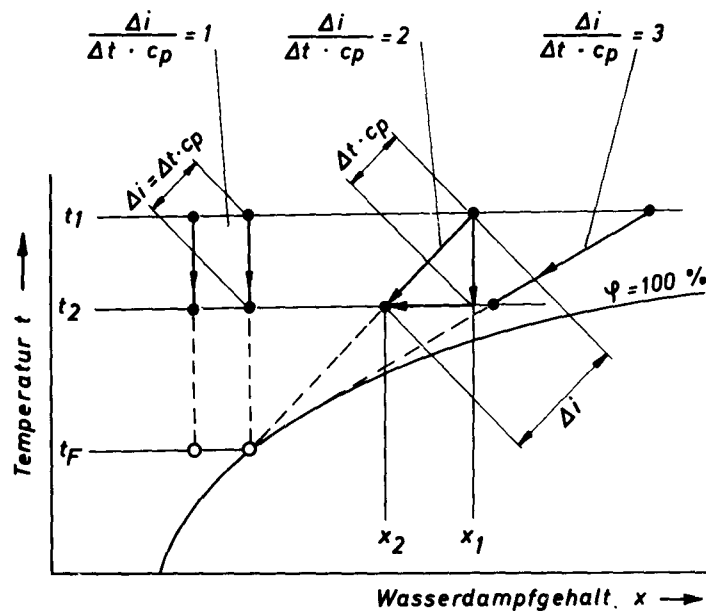


Figure 2.1 : Changement d'état de l'air dans le réfrigérant.
en ordonnées: température en abscisses: teneur en vapeur
d'eau

que celle de l'ailette interne et le tube central. Le flux de chaleur augmente en direction de l'ailette interne et est particulièrement élevé au point de liaison. En ce point se produit une grande inertie thermique. La transmission de chaleur est, pour ces raisons, affectée d'un rendement, qui est défini comme le rapport de la différence de température ailette-air à la différence de température paroi du tube-air :

$$\eta = \frac{t_{\text{air}} - t_{\text{ailette}}}{t_{\text{air}} - t_{\text{tube}}} \quad (5)$$

En technique générale de climatisation, on a tendance, en raison de l'échange de chaleur à sec prédominant dans un réfrigérant, à vouloir augmenter la surface externe au moyen d'ailettes ou de lamelles dans un rapport qui est dix fois, et même plus, supérieur à la surface du tube. A partir de considérations théoriques et de calcul ainsi que par des recherches, on peut démontrer que pour des réfrigérants à forte condensation de vapeur d'eau, ce rapport doit être beaucoup plus petit, si on veut parvenir à d'excellents rendements.

D'après les principes de calcul pour réfrigérants à tubes à ailettes (3) le coefficient de conductibilité thermique en conditions sèches est égal à:

$$\alpha = \alpha_R \left[1 - (1-\eta) \frac{F_R}{F} \right] \quad (6)$$

Dans cette équation, α_R représente la valeur moyenne du coefficient de conductibilité thermique des ailettes. S'il se produit de la condensation, il faut d'une part multiplier α_R dans l'équation (6) par $\Delta i / \Delta t \cdot c_p$. D'autre part, le rendement η est lui aussi influencé d'une manière déterminante. Dans ce cas la surface d'ailette à une quantité bien grande à absorber, qui est à transmettre du pied de l'ailette au tube central. Le flux de chaleur est renforcé

et pour cette raison l'inertie thermique est plus grande, et le rendement plus petit. La figure 2.2 indique dans quelle proportion le rendement est influencé.

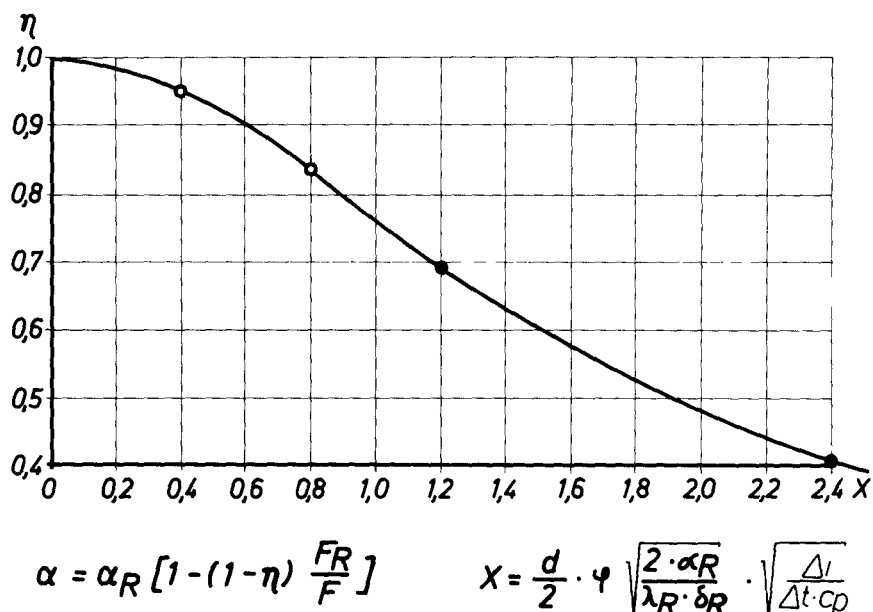


Figure 2.2 : Rendement du système à ailettes η en fonction de l'indice X.

Il donne le rendement du système à ailettes en fonction d'un indice X.

$$X = \frac{d}{2} \cdot \psi \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_R}{\lambda_R \cdot \delta_R}} \quad (7)$$

Dans cette expression d est le diamètre du tube central, ψ un rapport de surface, qui tient compte de la hauteur d'ailette, et pour des ailettes rectangulaires le rapport de la hauteur à la largeur (3), λ_R le coefficient de conductibilité thermique du matériau constituant les ailettes de δ_R l'épaisseur des ailettes. Quand il y a condensation, il faut multiplier également dans cette équation α_R par $\Delta i / \Delta t \cdot c_p$. Elle prend alors la forme suivante:

$$X = \frac{d}{2} \cdot \psi \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_R}{\lambda_R \cdot \delta_R}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta i}{\Delta t \cdot c_p}} \quad (8)$$

Cette équation, compte tenu de la figure 2.2, permet de tirer des conclusions particulièrement intéressantes. De fortes valeurs de X signifient un mauvais rendement des ailettes, de faibles valeurs de X, signifient un bon rendement des ailettes. Quand il y a condensation de la vapeur d'eau le rapport $\Delta i / \Delta t \cdot c_p$ s'introduit par sa racine carrée. Si pour une raison de simplicité on prend $\Delta i / \Delta t \cdot c_p$ égal à 4, il s'ensuit que X prend une valeur double par rapport à un réfrigérant sec. Un doublement de X est alors capable d'après la figure 2.2 de prendre une importance différente. Dans le cas d'un mauvais réfrigérant, un doublement de, par exemple, 1, 2 à 2, 4 peut correspondre à une diminution du rendement de 0,7 à 0,4; pour un bon réfrigérant et un doublement de 0,4 à 0,8, cela ne peut que provoquer une perte de rendement de 0,95 à seulement 0,84. On met ainsi particulièrement en évidence que, dans le cas de conditions climatiques très humides, il faut s'efforcer si l'on veut le haut rendement du réfri-

gérant de n'avoir que des valeurs de X qui soient petites. On peut y parvenir, d'après l'équation 8, en utilisant un tube central de petit diamètre, en prenant un métal bon conducteur pour les ailettes, en adoptant une faible valeur pour le rapport de surface ψ , c'est-à-dire une faible hauteur d'ailette, et enfin en choisissant une grosse épaisseur d'ailette.

2.2 Comparaison entre les résultats de calculs et les résultats obtenus au banc d'essai

Dans le dessein de prouver l'exactitude des considérations théoriques, on a essayé au banc d'essai, à côté d'un réfrigérant à tubes lisses, un réfrigérant à tubes à ailettes calculé avec des caractéristiques favorables et un réfrigérant semblable de mêmes dimensions, et possédant aussi les conditions définies par le calcul, et on a mesuré ses propriétés (ou qualités).

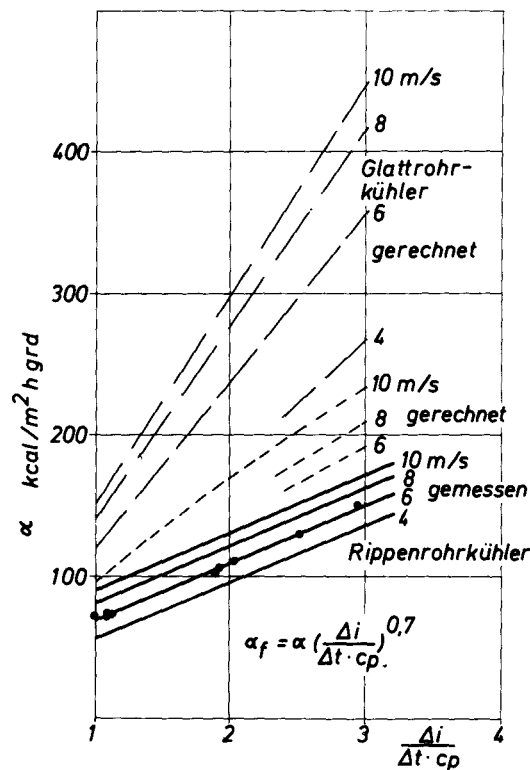


Figure 2.3 : Coefficients de conductibilité thermique calculés et mesurés.

Légende de la figure 2.3 : Glattrohrkühler : réfrigérant à tubes lisses
Rippenrohrkühler : réfrigérant à tubes à ailettes
gerechnet : calculé
gemessen : mesuré

La figure 2.3 donne les résultats calculés et mesurés. On a reporté le coefficient de conductibilité thermique en fonction du rapport $\Delta i / \Delta t \cdot c_p$, en même temps que sont indiquées les vitesses différentes du courant d'air dans la section la plus étroite du réfrigérant. Les plus fortes valeurs sont données par le réfrigérant à tubes lisses. Elles sont environ deux fois plus élevées que

celles du réfrigérant à tubes à ailettes. Les dimensions de ce dernier type de réfrigérant, mesurées au banc d'essai, ont montré que, s'il s'agit d'échange de chaleur sèche, il y a concordance avec les valeurs calculées. Dans le cas de condensation de vapeur d'eau les valeurs mesurées sont inférieures aux valeurs calculées. Il apparaît donc que le procédé de calcul présente cependant de nettes insuffisances, qui nécessitent que l'on fasse sur les valeurs un abattement pour avoir davantage de sécurité. La concordance est obtenue, si au lieu de l'équation 4 pour le coefficient de conductibilité externe, on prend:

$$\alpha_f = \alpha \left(\frac{\Delta i}{\Delta t \cdot c_p} \right)^{0,7} \quad (9)$$

Cette constatation coïncide aussi avec les résultats d'autres auteurs (4).

Les réfrigérants à tubes à ailettes du type décrit, avec faible hauteur d'ailettes, grande distance entre ailettes, autrement dit avec un faible rapport de la surface des ailettes à la surface du type, présentent dans le but d'utilisation recherché ici leurs avantages spécifiques; ils ont par contre aussi des désavantages.

Au nombre de ces avantages il faut compter :

1. un coefficient de conductibilité thermique élevée en comparaison des réfrigérants de grande surface à lames (tubes plats)
2. une grande surface d'échange en comparaison des réfrigérants à tubes lisses (3)
3. une insensibilité relativement grande vis-à-vis des poussières, du fait qu'en raison du haut rendement des ailettes la surface totale de refroidissement est à une température inférieure à celle du point de rosée et que la poussière est entraînée par l'eau de condensation.

Les désavantages résident en ceci: ces réfrigérants possèdent une résistance à l'écoulement relativement grande, et nécessitent un fort rendement du ventilateur. En outre les frais de main-d'oeuvre, nécessités par le raccordement des nombreux coudes qui sont alors nécessaires, sont importants.

2.3 Caractéristiques des réfrigérants à lames (tubes plats)

L'autre mise au point, de laquelle nous allons parler, se caractérise par la recherche de formes de construction, qui conservent les propriétés favorables des réfrigérants à tubes à ailettes, tout en évitant cependant leurs inconvénients. Parmi les formes fournies par l'industrie (1), l'une surtout, désignée sous le nom de réfrigérants à lames, était pleine de promesse, et a pu être d'ailleurs considérablement améliorée au cours des études. Dans ce réfrigérant à lames les serpentins sont assemblés en un paquet (la figure 2.4 montre une vue perspective, la figure 2.10 une photo de ce réfrigérant).

Sur chaque serpentin on a soudé, à des distances régulières, des lames. Les tubes sont parcourus par le courant d'air surtout suivant la longueur et les lames par le travers. Pour faciliter le passage de l'air à l'entrée et à la sortie du paquet ou faisceau, deux serpentins voisins sont décalés dans le sens de la longueur.

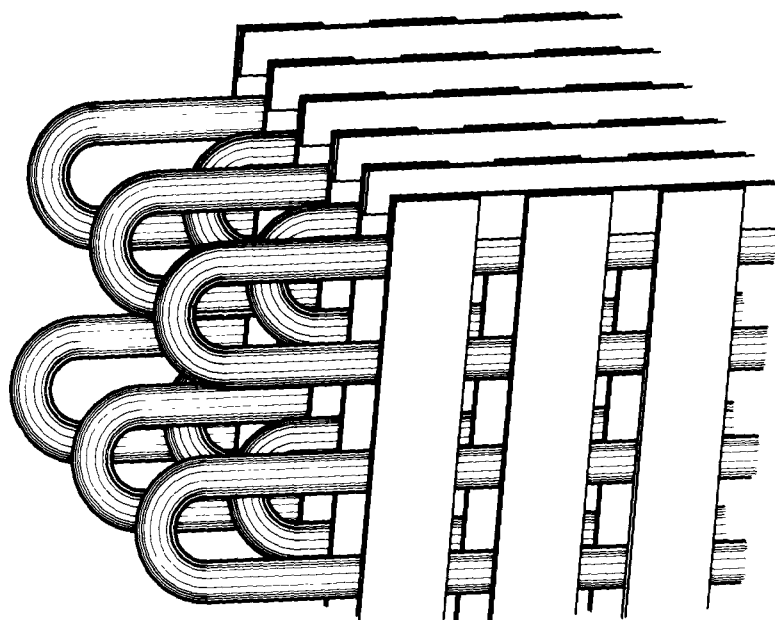


Figure 2.4 : Réfrigérant à lames

Ce mode de construction permet de loger dans un volume donné beaucoup de longueurs de tube et de surfaces d'échanges. Le "léchage", suivant la longueur, des tubes a pour conséquence certes, en comparaison avec un tube pris par le travers, un coefficient de conductibilité thermique moindre, mais les inconvénients sont cependant compensés par le léchage en travers des lames et l'utilisation voulue de l'effet de butée sur ces lames.

Par contre le léchage des tubes suivant la longueur, et la faible surface frontale des lames prises par le travers n'offrent qu'une faible résistance à l'écoulement (de l'air). Les études ont montré que la perte de charge dans un réfrigérant à lames n'est que le quart de celle d'un réfrigérant à tubes à ailettes de même dimension et de surface de refroidissement identique. Une autre remarque concerne la forte part représentée par la surface des tubes. Alors que pour les réfrigérants à tubes à ailettes étudiés la part prise par la surface des ailettes représente toujours encore 3 à 4 fois la surface des tubes, pour le réfrigérant à lames la surface des lames est à peu près la même que celle des tubes. Cela a un effet aussi favorable sur le rendement des ailettes que la bonne liaison par soudure entre les tubes et les lames placés tangentiellement.

Sur la figure 2.5 ont été reportés les coefficients de conductibilité thermique obtenus au cours des essais par comparaison avec ceux correspondant à un réfrigérant à tubes à ailettes. Dans le cas de conditions climatiques sèches ils sont plus faibles que pour le réfrigérant à tubes à ailettes. Toutefois, avec une condensation de la vapeur d'eau croissante, leur augmentation est plus rapide. Ce comportement correspond à la part plus importante des surfaces de tubes et à un meilleur rendement des ailettes.

Du fait des différents types de construction et conditions de travail des réfrigérants, se pose la question d'une appréciation uniforme et équitable. Cette appréciation doit se rapporter aussi bien aux propriétés de techniques thermiques et d'écoulement des fluides qu'à l'importance de la construction.

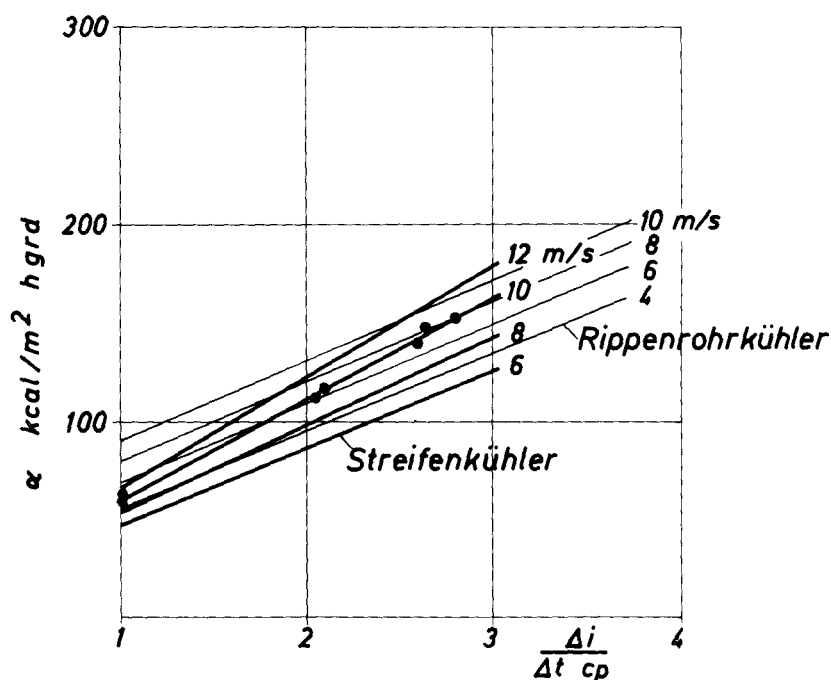


Figure 2.5 : Coefficient de conductibilité thermique du réfrigérant à lames

Rippenrohrkühler : réfrigérant à tubes à ailettes

Streifenkühler : réfrigérant à lames.

Ce qui est déterminant pour la qualité d'un réfrigérant ce n'est pas seulement le niveau des indices d'échange de chaleur, mais aussi la question de savoir quelle surface d'échange peut être incorporée dans un volume d'appareil donné. La consommation d'énergie nécessaire à fournir au courant d'air pour passer à travers le réfrigérant est d'une importance toute particulière. Pour l'appréciation des réfrigérants on peut prendre comme principe: "Le meilleur réfrigérant est celui qui, par unité de volume, fournit le plus fort rendement sous la perte de charge la plus faible par unité de longueur". Cette relation fournit, rapportée en doubles coordonnées logarithmiques, pour chaque réfrigérant, des courbes caractéristiques, ayant une position et une pente déterminée, pour lesquelles la mesure de la condensation, c'est-à-dire $\Delta i / \Delta t \cdot c_p$, apparaît comme paramètre. Sur la figure 2.6 on a représenté le rendement spécifique du réfrigérant F/V en fonction de la perte de charge spécifique $\Delta p/L$. La représentation pour le réfrigérant à tubes lisses correspond de nouveau à des valeurs calculées, alors que pour les réfrigérants à tubes à ailettes et à lames on a reporté des valeurs mesurées. On reconnaît la supériorité du réfrigérant à tubes à ailettes par rapport au réfrigérant à tubes lisses et l'avantage, au point de vue technique d'écoulement, du réfrigérant à lames.

Au cours des années on a étudié des réfrigérants à lames ayant des éléments de refroidissement différents. Les qualités les plus favorables du point de vue thermique ont été obtenues avec des tubes de 10 mm de diamètre et des lames de 30 mm de largeur et pour des serpentins placés de façon serrée les uns contre les autres. Un diamètre de tube de 10 mm correspondant à un diamètre intérieur de 8 mm devrait être, compte tenu des impuretés contenues par l'eau froide du fond, à peu de choses près la limite inférieure. D'autre part, cela implique une distance entre les lames de 10 mm, ce qui, compte tenu des poussières du courant d'air, représente une importante distance entre nervures par comparaison avec les réfrigérants à lamelles ou à tubes à ailettes.

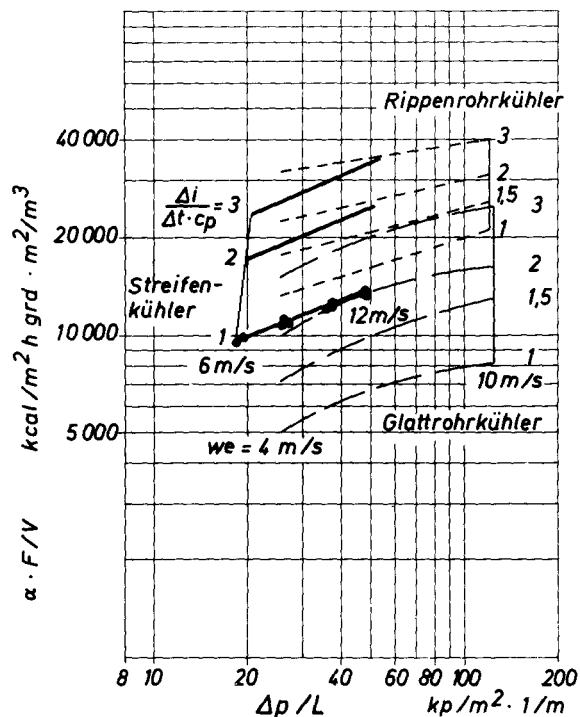


Figure 2.6 : Rendement spécifique du réfrigérant en fonction de la perte spécifique de charge.

Rippenrohrkühler: réfrigérant à tubes à ailettes;

Streifenkühler: réfrigérant à lames

Glattrohrkühler : réfrigérant à tubes lisses.

Un autre domaine, dans lequel des dépenses devraient être consacrées, est celui de la technique de fabrication des réfrigérants à lames. Pour le prototype, et en utilisant le cuivre comme matériau, les lames ont été soudées sur un seul côté des serpentins. Lors du montage, les serpentins ont été rassemblés en faisceau serré, au point que les tubes se touchent presque d'une rangée à l'autre; un assemblage plus poussé n'est plus possible à envisager. Une fabrication en acier se comporte tout différemment, lorsque les raccords du paquet très serré d'éléments réfrigérants sont réalisés par galvanisation (zinc) par immersion. De cette façon on réalise une liaison bonne conductrice de tous les tubes et lames voisins. Il en résulte qu'une exécution en acier et zinc n'est guère plus mauvaise qu'un réfrigérant en cuivre du type décrit. D'autres essais, sont encore prévus pour réaliser les raccords dans les réfrigérants en cuivre par galvanisation (étain) par immersion.

Pour établir la différence existant entre des réfrigérants en cuivre et des réfrigérants en version acier-zinc, on a étudié au banc d'essai deux réfrigérants de mêmes dimensions. Les dimensions des éléments du réfrigérant étaient les suivantes: longueur : 445 mm, largeur : 476 mm et hauteur : 514 mm. Les réfrigérants étaient équipés d'un ventilateur de 400 mm et sous carter complet pour installation au fond et montage dans l'allée de passage d'une taille. Après essais au banc d'essai ils étaient dirigés sur le fond pour mise à épreuve. Les réfrigérants réalisaient au banc d'essai, pour un débit de 90 m³/min., un rendement de 28 000 kcal/h. Pour les essais de réception les conditions observées à l'entrée étaient les suivantes : $t_{t1} = 28^\circ\text{C}$ $\varphi_1 = 75\%$, température de l'eau: $t_{w1} = 50^\circ\text{C}$. Les rendements des deux réfrigérants étaient pratiquement les mêmes.

Egalement pour des conditions expérimentales avoisinantes, les valeurs du réfrigérant en acier l'emportaient, pour une dispersion faible de quelques pourcents, la plupart du temps.

Des essais ultérieurs ont montré que cela n'est pas toujours le cas et que, pour d'autres dimensions de réfrigérants et d'autres conditions d'installation, des rendements des réfrigérants en acier peuvent aussi se situer en dessous de ceux des réfrigérants en cuivre.

2.4 Carter de réfrigérant et disposition du réfrigérant

Les considérations précédentes se rapportaient avant tout à la forme et aux propriétés des éléments du réfrigérant, dans lesquels se réalise l'échange de chaleur. La forme du carter du réfrigérant et sa disposition en taille sont d'une égale importance. Par le passé, il y a eu toutes sortes de versions : des réfrigérants, qui étaient placés directement sur le mur de la veine, dans l'allée de passage, des réfrigérants qui étaient suspendus au soutènement, d'autres qui étaient installés suivant le sens de la taille ou bien perpendiculairement avec amenée de l'air en Z. Enfin, il faut, dans le passé et actuellement, distinguer les modes d'entraînement des ventilateurs. Certes le moteur électrique s'est largement imposé, cependant dans des situations particulières, en cas de fortes teneurs en grisou, il faut encore aujourd'hui employer des ventilateurs à air comprimé.

En raison du manque de place en taille, du fait du soutènement moderne, la tendance prévaut de fixer les réfrigérants directement aux rehausses du convoyeur blindé. La figure 2.7 donne un schéma d'une coupe en travers de la taille avec réfrigérant fixé à une rehausse. Ces réfrigérants sur rehausse doivent autant que possible être étroits, de façon à ce que le soutènement puisse être ripé tout près du transporteur en taille. A cause de l'étroite surface frontale on ne peut toutefois adapter comme ventilateurs axiaux que ceux ne possédant qu'un diamètre de turbine faible et ne produisant qu'un petit débit à faible pression. C'est la raison qui a poussé à la mise au point d'un réfrigérant sur rehausse, dans lequel on incorpore un ventilateur à turbine semi-axiale placé au milieu de la grande dimension du carter et qui souffle l'air à travers deux réfrigérants, partie dans le sens du courant d'air de la taille, partie en sens inverse. Le schéma d'un tel réfrigérant est représenté sur la figure 2.8.

Le diamètre de la turbine dans ce genre de construction ne dépend pas de la largeur du carter, mais de la hauteur qui est plus grande. Un avantage lié à la production d'un débit et d'une pression plus forte c'est que, pour la disposition adoptée de réfrigérant avec ventilation de deux côtés, la résistance est divisée par deux. De tels réfrigérants qui ont une largeur de 220 mm et une hauteur de 350 mm, alors que leur longueur est de 1,50 m correspondant à celle des bacs du convoyeur blindé, ont un rendement de 20 000 kcal/h. Ils s'avéreront ainsi probablement comme un progrès important dans la climatisation en taille.

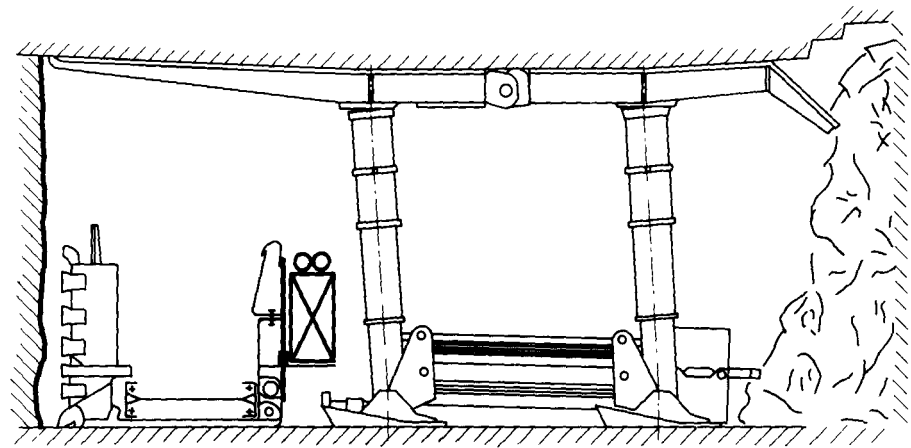


Figure 2.7 : Disposition d'un réfrigérant sur rehausse, en taille.

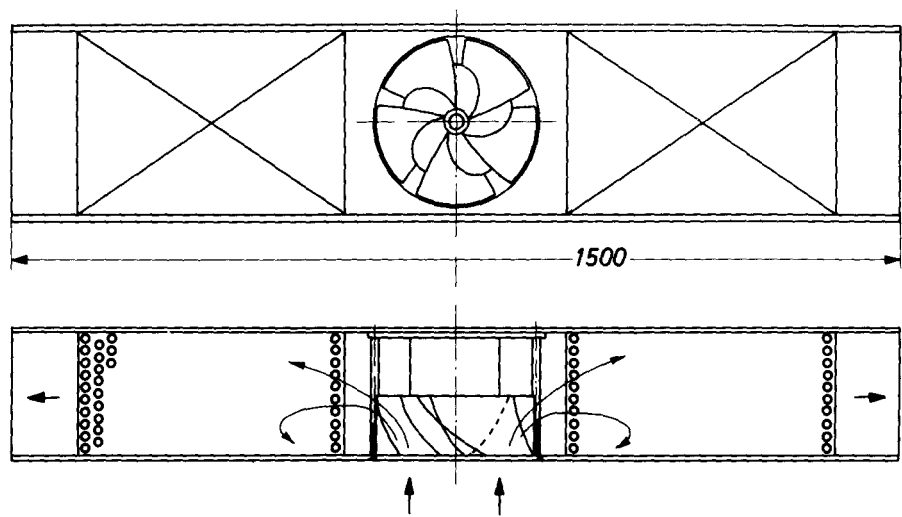


Figure 2.8 : Ventilateur à hélice semi-axiale pour réfrigérant sur rehausse soufflant dans deux directions.

2.5 Résultats obtenus au banc d'essai avec des réfrigérants placés sur rehausse de convoyeur blindé

Au début de cette mise au point, des essais ont été faits sur un modèle figuratif de réfrigérant, essais au cours desquels on a étudié le comportement, au point de vue technique d'écoulement des fluides, d'un ventilateur avec turbine semi-axiale et évacuation bilatérale de l'air, la disposition la plus favorable des faisceaux de tubes, etc... La figure 2.9 montre le modèle réalisé en plexi-glas.

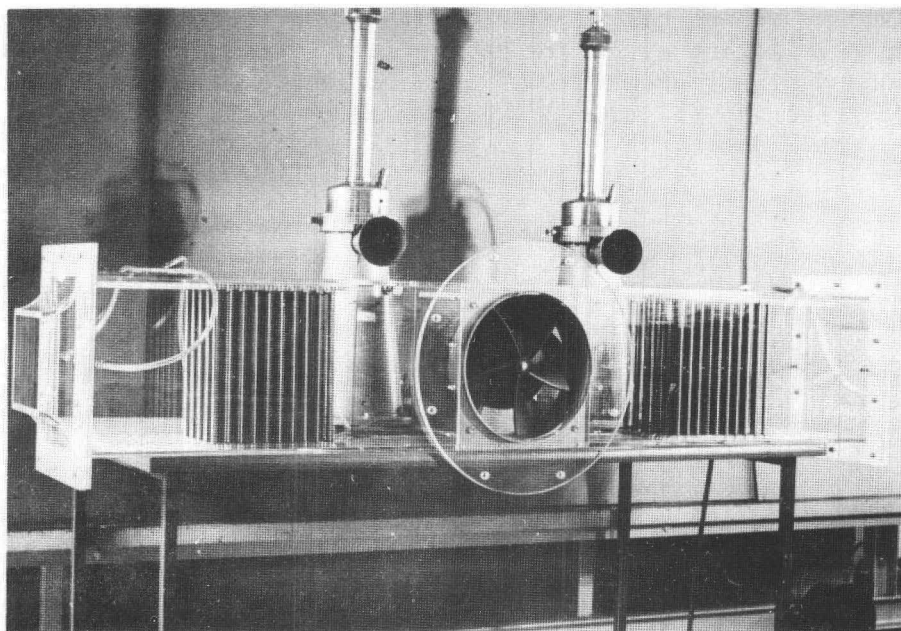


Figure 2.9 : Modèle d'un réfrigérant monté sur rehausse.

Les essais sur modèle ont été faits en utilisant des turbines en matière plastique et des moteurs non anti-grisouteux. Il est apparu qu'un moteur possédant les dimensions nécessaires, c'est-à-dire de petite longueur et de grand diamètre, n'était pas en vente sur le marché en version de sécurité contre le grisou. Il s'avérait donc indispensable pour cette raison d'en mettre un au point. Ce travail a demandé beaucoup de temps, du fait qu'en cette période de haute conjoncture les maisons qui fabriquent des moteurs n'ont aucune envie de se lancer dans des travaux de mise au point qui n'intéressent qu'un petit nombre d'engins. Pour cette raison, et aussi en partie du fait d'un besoin certain, on a aussi lancé les études concernant un moteur à air comprimé, qui d'ailleurs ne se sont terminées guère plus tôt.

Les mêmes difficultés furent rencontrées quand il s'est agi de la fabrication et de la livraison de turbines en silumin. La forme particulière de la turbine semi-axiale, d'ailleurs protégée par un brevet, ne permettait pas une fabrication par un simple moulage; jusqu'à l'achèvement de ce rapport, on ne voyait pas encore quand on pourrait en avoir une. Il fallut donc pour cette raison revenir à une turbine, qui dans l'essentiel est à considérer comme une roue axiale, et pour laquelle, en plus du changement de direction du flux d'air, existe une composante radiale pour l'air sortant grâce à une modification de l'enveloppe du ventilateur. Les propriétés de cette turbine étaient presque aussi bonnes, si bien que le réfrigérant, en premier lieu, en fut équipé.

Pour les éléments du réfrigérant, c'est-à-dire les échangeurs thermiques placés de chaque côté du ventilateur, il fallait trouver des formes susceptibles de se loger dans l'étroite et haute section, sans que pour autant les tubes collecteurs ou les coudes ne fassent saillie. Ils devaient faire preuve du haut rendement pour une faible perte de charge. Ensuite on a entrepris l'étude d'un réfrigérant à tubes à ailettes avec faible hauteur d'ailettes et grand intervalle entre ailettes, qui se caractérisait par un fort coefficient de conductibilité thermique et un haut rendement et dont la perte de charge cependant était relativement élevée.

Les essais suivants furent consacrés à des réfrigérants à lames dont l'avantage particulier réside dans une très faible résistance à l'écoulement des fluides avec de bonnes qualités du point de vue thermique. Là encore on essaya de nouveau un réfrigérant en cuivre et une autre version en acier galvanisé. Les mesures au banc d'essai furent faites d'abord avec écoulement parallèle dans les éléments du réfrigérant (figures 2.10 et 2.11).

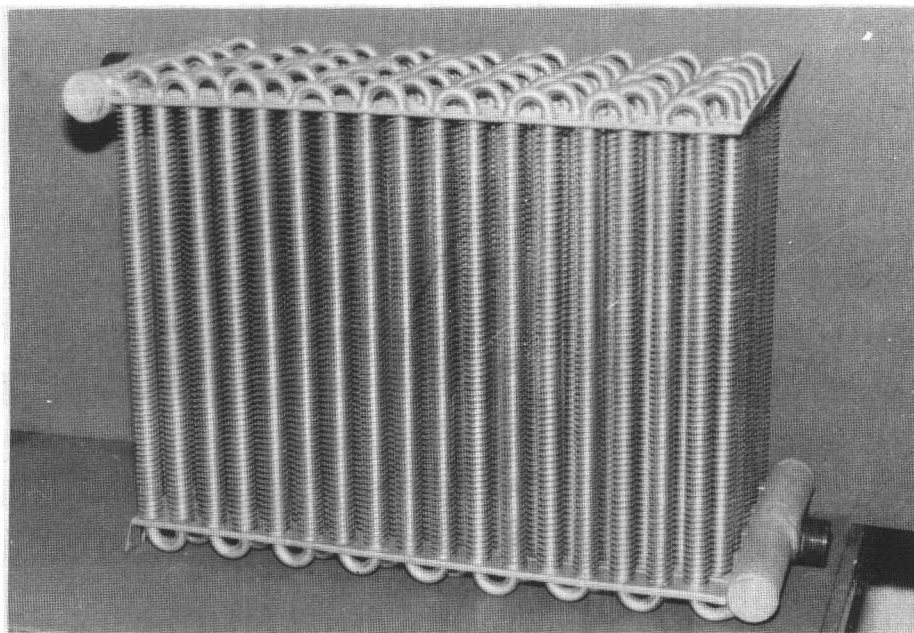


Figure 2.10 : Elément de réfrigérant à tubes à ailettes.

Un article spécial donne des résultats détaillés sur cette étude (5). Enfin les réfrigérants à lames ont été essayés, en tant que formes qui, du point de vue construction, étaient les plus prometteuses, dans le carter du réfrigérant, version finale, avec échappement bilatéral séparé et accouplé (figure 2.12).

Si le résultat final, à savoir le rendement total du réfrigérant intéresse au premier chef, il n'en demeure pas moins que certains détails de l'étude, et leurs résultats, en particulier et avant tout du point de vue de mise au point ultérieure, sont d'une importance telle qu'ils ne peuvent pas être passés sous silence. Les études faites sur les éléments du réfrigérant sont d'abord caractérisées par des écoulements réalisés au banc d'essai qui sont parallèles et autant que faire se peut sans turbulence, banc d'essai qui remplit justement ces conditions préalables, de manière à pouvoir apprécier exactement les différentes formes de construction. Ce qui est en outre significatif, c'est une

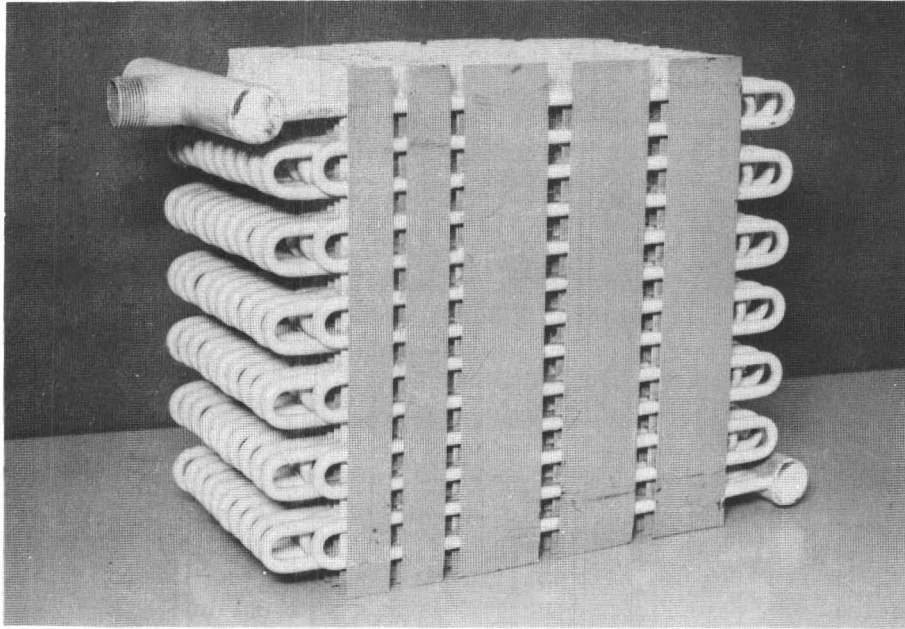


Figure 2.11 : Élément de réfrigérant à lames.

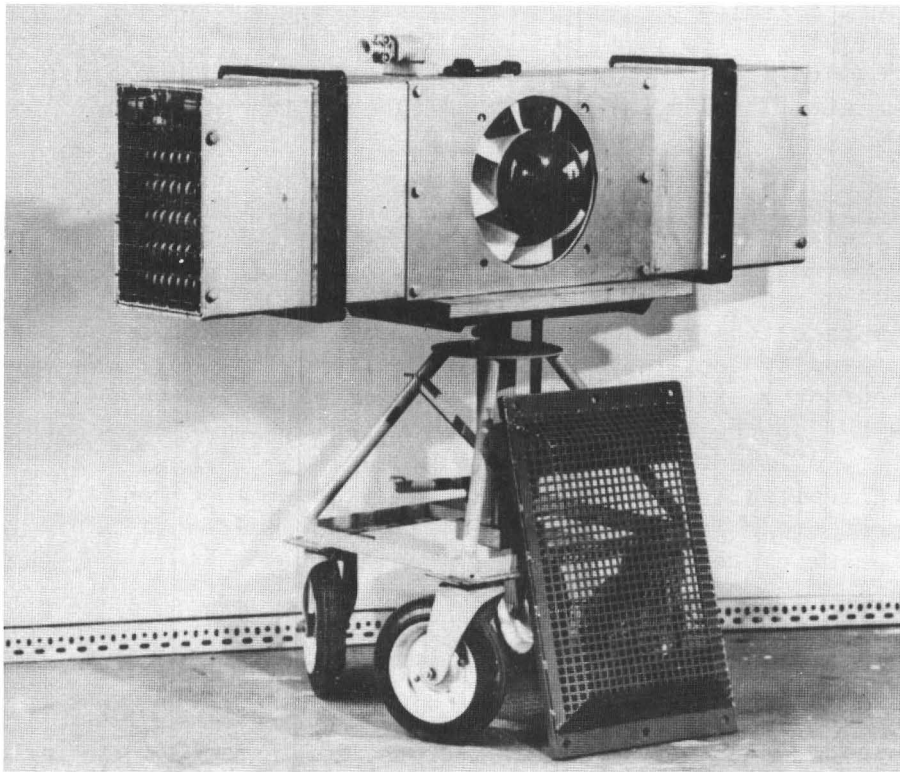


Figure 2.12 : Réfrigérant sur rehausse, modèle expérimental.

distribution régulière des vitesses. Il en est tout autrement dans les carters réfrigérants à échappement bilatéral du point de vue des conditions de léchage des éléments du réfrigérant. En premier lieu, l'air quitte le ventilateur avec un fort mouvement de rotation; en second lieu la répartition des vitesses à l'entrée dans l'élément de refroidissement est très irrégulière. La première remarque s'est révélée avantageuse comme nous le montrerons plus loin; la deuxième ne semble pas être un inconvénient de poids. En outre, le rendement d'un élément de réfrigérant est fonction dans une large mesure de la température de l'eau à l'entrée. Il est d'environ 15 % inférieur, si l'eau froide est à l'entrée du réfrigérant de 10 degrés centigrades au lieu de 5 degrés centigrades. Comme les deux éléments de refroidissement sont placés en série dans le carter, leurs rendements sont donc différents et le deuxième élément est désavantagé. De plus, la quantité du débit d'eau froide joue un rôle primordial. Ces différentes constatations sont à observer quand on examine les figures qui vont suivre.

Dans la figure 2.13, on a fourni la valeur du rendement, dans les conditions indiquées, à savoir : à l'entrée d'air $t_{t1} = 28^{\circ}\text{C}$, $\psi_1 = 75\%$, température d'eau à l'entrée $t_{w1} = 5^{\circ}\text{C}$, pour les éléments de refroidissement, dans l'ordre allant de haut en bas pour: le réfrigérant à tubes à ailettes; le réfrigérant à lames, en cuivre; et le réfrigérant à lames, en acier. Le rendement est donné en fonction du débit d'air et en fonction de la vitesse de l'air dans la section la plus étroite. Les droites dessinées sont valables pour un écoulement parallèle de l'air et un débit d'eau froide de 2 000 litres/heure. En outre, on a indiqué le rendement des éléments de refroidissement à lames en cuivre et en acier après installation dans le carter à échappement bilatéral. Pour un débit de $2 \times 25 \text{ m}^3/\text{min.}$, débit dont on disposait au moment de la mise au point du ventilateur, le rendement des éléments de refroidissement en cuivre (c'est-à-dire une moitié de l'ensemble du réfrigérant) atteignit une valeur de 11 200 kcal/h (a), soit quelque 10 % de plus que lors de l'écoulement de l'air en parallèle. Cette valeur montait à 12 000 kcal/h (a'), lorsque le débit d'eau passait à 3 000 litres/heure. L'élément de refroidissement en acier donne les valeurs respectives (b) et (b').

La figure 2.14 donne le rendement pour une température d'eau à l'entrée de 10 degrés centigrades. Là aussi on a des résultats analogues pour des rendements un peu moindres.

Des résultats il apparaît clairement que l'écoulement avec composante de rotation favorise considérablement l'échange de chaleur. Des vitesses locales élevées du courant d'air qui, pour une vitesse périphérique de la turbine de 35 m/seconde à l'entrée dans l'élément de refroidissement, correspondant à un écoulement partiellement radial, sont sûrement importantes, renforcent cet effet d'échange. La réalisation de la tuyauterie à la surface frontale des éléments de refroidissement (voir la figure 2.4) et la bonne pénétrabilité peuvent, ce faisant, jouer aussi un certain rôle.

L'élément de refroidissement qui est le premier parcouru par l'eau froide donne évidemment la meilleure contribution au rendement. Du fait que dans le réfrigérant à échappement bilatéral, qui a été le premier étudié, un élément de refroidissement en cuivre était associé à un élément en acier, il n'a pas été alors possible de donner un avis catégorique sur la part prise par chacun des éléments du point de vue rendement. Nous ferons ultérieurement un compte rendu sur d'autres mesures concernant un réfrigérant à deux éléments en cuivre. Mais ce qui cependant ressort clairement ici, c'est l'influence du débit d'eau. Sur les figures 2.13 et 2.14 on a représenté, à côté des rendements obtenus avec un débit de 2 000 litres/heure, ceux obtenus avec un débit de 3 000 litres/heure. Le

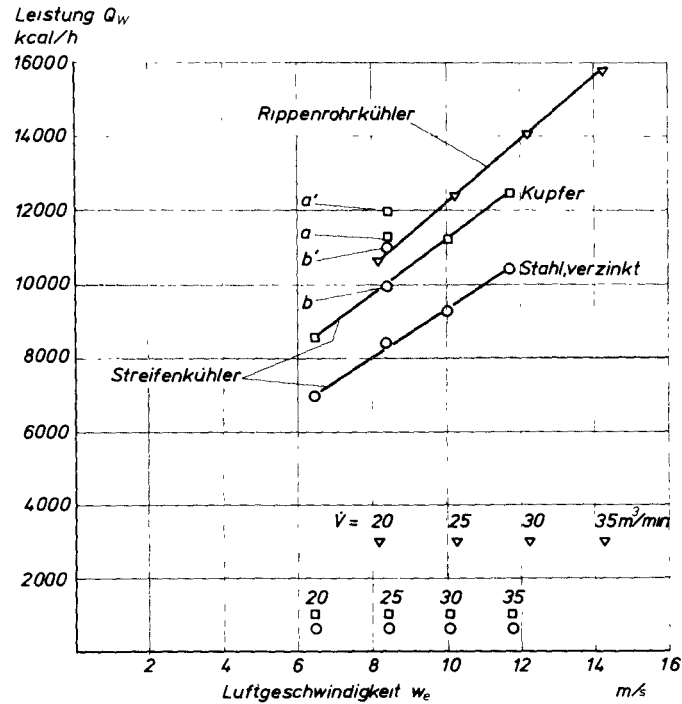


Figure 2.13 : Rendement des éléments de refroidissement pour $t_{t1} = 28^\circ\text{C}$ $\psi_1 = 75\%$ $t_{W1} = 5^\circ\text{C}$, $V_W = 2\,000 \text{ l/h}$

a et b : valeur pour le carter de réfrigérant à échappement bilatéral, pour a et b : circulation d'eau = 2 000 litres/heure; pour a' et b' : circulation d'eau = 3 000 litres/heure.

(ordonnées : Rendement

(abscisses : Vitesse de l'air

Rippenrohrkühler : réfrigérant à tubes à ailettes

Streifenkühler : réfrigérant à lames

Kupfer : cuivre

Stahl verzinkt : acier galvanisé.

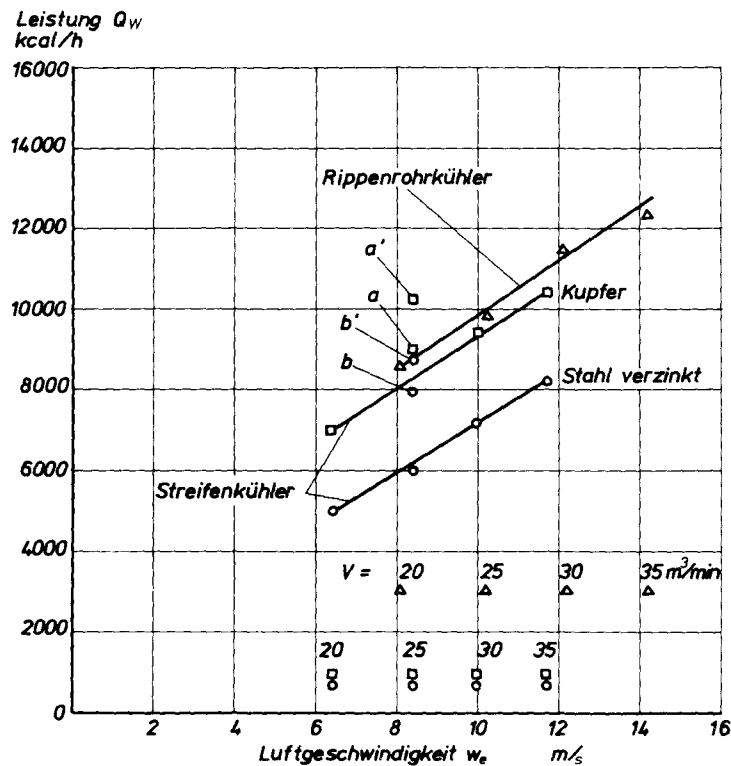


Figure 2,14 : Rendement des éléments de refroidissement pour
 $t_{t1} = 28^\circ\text{C}$ $\phi_1 = 75\%$ $t_{w1} = 10^\circ\text{C}$, $V_w = 2\,000\text{ l/h}$.

a et b : valeur pour le carter de réfrigérant à échappement bilatéral, pour a et b : circulation d'eau = 2 000 litres/heure; pour a' et b' : circulation d'eau = 3 000 litres/heure.

(ordonnées : Rendement
 (abscisses : Vitesse de l'air

Rippenrohrkühler : réfrigérant à tubes à ailettes

Streifenkühler : réfrigérant à lames

Kupfer : cuivre

Stahl verzinkt : acier galvanisé.

plus grand débit d'eau augmente d'une part la valeur du coefficient de conductibilité thermique ($W_i = 0,555$ et $0,833$ m/sec), d'autre part il fait que la température de l'eau à l'entrée du deuxième élément est plus basse.

Une appréciation générale des éléments de refroidissement étudiés ressort de nouveau d'une représentation du rendement spécifique du réfrigérant en fonction de la perte de charge spécifique, telle que celle donnée sur la figure 2.15.

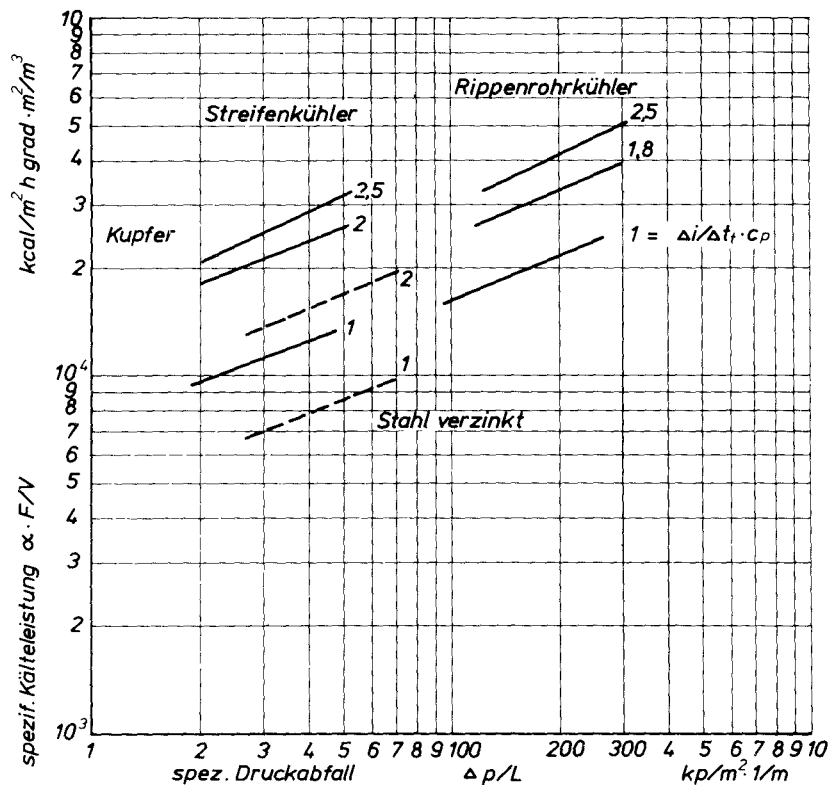


Figure 2.15 : Rendement spécifique des éléments de refroidissement en fonction de la perte de charge. ($t_{W1} = 10^\circ\text{C}$)

(ordonnées : Rendement frigorifique spécifique
(abscisses : Perte de charge spécifique)

Streifenkühler : réfrigérant à lames

Rippenrohrkühler : réfrigérant à tubes à ailettes

Kupfer : cuivre

Stahl verzinkt : acier galvanisé.

Elle montre la supériorité du réfrigérant à lames en cuivre, qui, en supposant la même valeur de Δp , c'est-à-dire le même ventilateur, est également supérieur au réfrigérant à tubes à ailettes.

Dans la phase finale de la mise au point, on a pu encore faire un grand pas en avant. On a établi, lors de l'essai du moteur, qu'il peut être plus lourdement chargé qu'on pouvait le supposer auparavant, sans que pour autant la température des enroulements n'atteigne des valeurs inadmissibles. La bonne ventilation du carter du moteur agit ici indubitablement de manière favorable.

Le débit d'air du ventilateur a pu être porté à 55 m³/min par des mesures particulières. Parmi celles-ci il y a eu d'une part, une meilleure disposition des aubes, d'autre part l'enveloppe cylindrique du ventilateur côté sortie a été progressivement raccourci de sorte que les aubes dépassent de moitié l'enveloppe. De cette façon une quantité supplémentaire d'air est soufflé radialement. Cet effet est encore renforcé en arrondissant fortement l'enveloppe côté sortie de l'air. On a pu, avec un réfrigérant, qui était équipé de ce ventilateur et de deux éléments de refroidissement en cuivre, obtenir une importante amélioration du rendement. On a représenté dans le tableau qui suit, pour des conditions de fonctionnement les plus intéressantes, les rendements obtenus.

Entrée d'air		Entrée d'eau	Débit d'eau	Rendement Q en kcal/h.		
t _{tl}	1			Elément no 1	Elément no 2	Total
°C	%	t _{w1} °C	V _w litre/heure			
28	75	5	2 000	12 000	8 600	20 600
"	"	10	"	9 600	6 400	16 000
"	"	5	3 000	12 900	10 900	23 800
"	"	10	"	11 100	8 100	19 200
30	75	5	2 000	14 000	9 600	23 600
"	"	10	"	12 000	7 200	19 200

Le rendement spécifique du réfrigérant a été ainsi amélioré de façon considérable. Pour l'élément no 1, la valeur, fonction de la perte de charge spécifique, est reportée dans la figure 2.15 avec le signe o ($\Delta i/\Delta t \cdot c_p = 2,5$).

2.6 Résumé

Les réfrigérants de taille ont été depuis longtemps le maillon le plus faible de la chaîne constituant les installations de climatisation au fond. Les conditions particulièrement difficiles dans lesquelles ils fonctionnent, telles que la forte humidité de l'air, l'importante production de poussières et l'espace extrêmement étroit réservé à leur emplacement nécessitent des formes des éléments de refroidissement et des enveloppes de réfrigérants, qui diffèrent largement de celles utilisées en matière de technique de climatisation en général.

La forte humidité de l'air conduit à une importante condensation de la vapeur d'eau dans le réfrigérant et, par suite, à une forte surcharge des surfaces de refroidissement. Cela exige, si l'on veut atteindre des rendements supérieurs, un haut rendement des ailettes pour une grande proportion en surface de tubes et une petite proportion en surface d'ailettes. Au moyen de calculs et d'essais, il a été possible d'établir, en utilisant des réfrigérants à tubes lisses, à tubes à ailettes et à lames les paramètres les plus influents. Comme les ventilateurs pour réfrigérants en taille, du fait de leur débit et leur dépression sont toujours insuffisants, des formes de construction de réfrigérants, comme celle du réfrigérant à lames, qui offre une faible résistance à l'écoulement de l'air, ont des avantages prépondérants. Un important débit d'air peut être davantage déterminant pour le rendement d'un réfrigérant que des valeurs particulièrement élevées du coefficient de conductibilité thermique.

L'encrassement des réfrigérants par les poussières reste encore aujourd'hui un problème sérieux. Certes des progrès ont été réalisés en augmentant l'écartement entre ailettes et en augmentant la vitesse de l'air; la pleine utilisation des surfaces froides en descendant à une température inférieure à celle du point de rosée et la forte précipitation de l'eau de condensation, qui lave la poussière, contribuent également à un auto-nettoyage; cependant une absence absolue d'entretien ne peut être atteinte dans les cas extrêmes.

Le goulot d'étranglement que constitue le ventilateur, joue en particulier sur la forme de l'enveloppe-carter du réfrigérant un rôle capital, d'autant plus que le genre de réfrigérant fixé sur rehausse de convoyeur blindé s'impose de plus en plus. Ce genre de réfrigérant ne laisse qu'une faible largeur de carter, pour ne pas empêcher que le soutènement en taille soit ripé le plus près possible du convoyeur blindé.

La faible largeur du carter permet toutefois de n'employer que des petits ventilateurs axiaux de la construction courante à faible perte de charge et faible débit.

C'est la raison pour laquelle un réfrigérant sur rehausse a été mis au point laissant échapper l'air de deux côtés, qui utilise un ventilateur à turbine semi-axiale placé du côté longitudinal opposé au front de taille, et qui souffle moitié dans le sens du courant d'air, moitié dans le sens inverse. Il s'ensuit que le diamètre de la turbine dépend de la hauteur calculée maximum du carter. Le ventilateur donne ainsi un plus fort débit à plus forte pression. En outre, la demande de pression est diminuée de moitié du fait du partage du réfrigérant en deux éléments de refroidissement.

Diverses formes de construction ont été essayées au banc d'essai pour rechercher les éléments de refroidissement les plus favorables. Les essais ont été consacrés d'abord aux mesures avec écoulement de l'air en ligne droite, pour pouvoir apprécier les qualités des différentes formes de construction de façon exacte. Les formes les plus riches de perspective ont été enfin étudiées avec un carter sous sa forme définitive avec échappement bilatéral.

Ces mesures ont fourni un résultat intéressant en ce sens que le rendement des faisceaux de tubes refroidissants placés de chaque côté du ventilateur soufflant radialement du fait de l'important écoulement rotationnel qui s'y produit, malgré une répartition irrégulière des vitesses, était de 10 % supérieur à celui correspondant aux divers éléments refroidissants étudiés en écoulement parallèle.

Le résultat de l'étude de mise au point aboutit à un réfrigérant placé sur rehausse soufflant de deux côtés, qui, pour une largeur libre de carter de 220 mm, une hauteur de 350 mm et un débit d'air de $55 \text{ m}^3/\text{minute}$, réalise un rendement de 20 000 kcal/h. Dans ce cas, les conditions habituelles en cours d'essai étaient maintenues, c'est-à-dire une température d'entrée de l'air $t_{t1} = 28^\circ\text{C}$ avec $\psi = 75\%$ et une température de l'eau à l'entrée $t_{w1} = 5^\circ\text{C}$. La valeur du rendement obtenu et la petitesse du carter devraient représenter ainsi un important progrès.

Malgré le succès obtenu, il est toujours nécessaire de continuer à améliorer les réfrigérants sur quelques points. En premier lieu, acquérir l'assurance d'un fonctionnement ne nécessitant aucun entretien en cas de fonctionnement avec forte précipitation de poussières. Le fait, que, d'ailleurs, la totalité de la paroi refroidissante est mouillée et qu'il y a de fortes quantités d'eau

de condensation, peut conduire à la solution de recueillir l'eau et de la pulvériser à l'entrée du réfrigérant.

On peut également imaginer la pulvérisation d'une faible quantité supplémentaire d'eau en provenance de la tuyauterie d'alimentation en eau du quartier. En raison de la haute faculté à précipiter les poussières que représentent les réfrigérants d'air du fait qu'ils sont humides, il n'y a pas loin à penser qu'on peut associer la réfrigération du courant d'air et la lutte contre les poussières. Des installations dans cet esprit pourraient être intéressantes tant pour la taille qu'également pour le creusement mécanisé de voies.

Enfin, les connaissances acquises concernant les propriétés des éléments de refroidissement peuvent être applicables pour des mises au point qui soient susceptibles de servir à l'amélioration d'installations de réfrigérants d'eau de retour, installations qui aussi, prennent davantage d'importance du fait de la demande accrue en rendement des installations de réfrigération du courant d'air.

2.7 Bibliographie relative à la deuxième partie

- (1) Weuthen P. : Choix et appréciation de réfrigérants de courant d'air.
Glückauf 105 (1969) pages 251/59.
- (2) Weuthen P. : Le perfectionnement des réfrigérants de courant d'air dans les chantiers d'exploitation.
Conférence faite aux séances d'information "Contrôle du dégagement grisouteux dans les chantiers d'exploitation - Amélioration des conditions climatiques au fond".
Organisateur et éditeur : Communauté européenne du charbon et de l'acier. Luxembourg 24 et 25 février 1971.
- (3) VDI - Atlas de chaleur
Düsseldorf : VDI - Verlag 1963.
- (4) Paikert P. : Expériences concernant les projets de construction de réfrigérants à l'aide de calculateurs numériques.
Kältetechnik - Klimatisierung 23 (1971) pages 8/14.
- (5) Weuthen P. : Réfrigérant sur rehausse de convoyeur blindé avec échappement bilatéral.
Rapport de recherches non publié 1971.

Troisième partie

Récapitulation des résultats obtenus

L'amélioration des conditions climatiques dans les chantiers d'exploitation du fond pose un problème d'envergure, qui ne peut aboutir à une solution qu'en progressant pas à pas. Dans ce projet de recherches, conformément au plan, on s'est saisi de quelques-uns des plus importants problèmes. Les résultats ont été présentés en détail, en conclusion de chacune des première et deuxième partie du travail de recherche. Ils sont passés en revue de nouveau dans un rapide aperçu.

1. On a élaboré un procédé amélioré pour le calcul prévisionnel des conditions climatiques, compte tenu de l'évaporation de l'eau. Ce procédé permet de calculer à l'avance de manière plus sûre les conditions climatiques pour les chantiers d'abattage et les voies, pour pouvoir servir de base à une étude axée sur

la planification de l'exploitation et de l'aérage. La planification rendue ainsi possible de manière plus exacte et le dimensionnement plus adéquat des installations de climatisation sont des préalables à une amélioration des conditions physiologiques du travail, à une rentabilité et à une sécurité accrue.

Une amélioration fondamentale ne pouvait être attendue qu'en abandonnant le procédé habituellement utilisé jusqu'ici du calcul prévisionnel des températures, et en tenant compte directement dans les calculs des lois de l'évaporation. C'est pourquoi on a d'abord mis au point un procédé pour le calcul prévisionnel des conditions climatiques, qui tint meilleur compte des phénomènes de transmission de chaleur et de matière dans les voies et dans les tailles. Les sous-problèmes importants de cette mise au point ont été constitués par l'établissement d'un système d'équations pour la détermination de la température de parois quelconques sèches ou humides, par le calcul du coefficient dit "d'ancien-neté" avec une précision accrue et par l'établissement d'équations nouvelles ou améliorées permettant de déterminer la pression de vapeur de saturation et la température effective.

2. On a élaboré des programmes pour le calcul prévisionnel des conditions climatiques et pour la détermination des indices thermiques à l'aide de calculatrices numériques qui sont utilisés pour les travaux de planification lors des discussions dans les sièges d'exploitation, et sont ensuite communiqués aux sociétés minières.

Les systèmes d'équations développés sont si volumineux, qu'ils ne peuvent être résolus suffisamment rapidement qu'à l'aide de calculatrices électroniques. C'est pourquoi les prévisions climatiques ont été programmées pour qu'elles puissent être traitées par des centres de calculatrices numériques. Dans les programmes, le calcul est fait pour des parcours d'aérage des travaux miniers, chacun de courte longueur (méthode différentielle); la température finale obtenue en bout de tronçon est automatiquement retenue comme température de début de parcours pour le tronçon suivant. Des sources de chaleur ou d'humidité, et des baisses, comme celles que représentent les engins électriques de chantier, les tuyauteries chaudes ou froides et les réfrigérants peuvent être retenues dans les calculs. L'influence de ces sources de chaleur locales ou réparties sur les parcours d'aérage est immédiatement prise en considération pour chaque tronçon, de sorte que l'influence réciproque des différentes sources de chaleur sur les longueurs de parcours d'aérage peut être calculée de manière simple.

3. Grâce à de nombreuses mesures faites au fond on a pu déterminer les indices caractéristiques de la transmission de la chaleur et de l'évaporation de l'eau pour les voies de taille et les tailles - La connaissance de ces grandeurs est la condition préalable pour un calcul prévisionnel exact des conditions climatiques

Même avec un procédé perfectionné un calcul prévisionnel exact de conditions climatiques ne peut être effectué que si les indices thermiques sont connus de façon suffisamment précise. C'est la raison pour laquelle la partie principale des travaux de recherches consistait dans la détermination des caractéristiques thermiques, et tout particulièrement de la conductibilité thermique équivalente λ_{eq} et de la caractéristique d'humidité η_f . La caractéristique λ_{eq} est une mesure de l'intensité de la transmission de la chaleur et de l'humidité au courant d'air dans un ouvrage minier. Elle est d'autant plus forte que la conductibilité thermique des terrains est élevée et que les sources de chaleur additionnelles le sont aussi, pour autant qu'elles ne soient pas calculées séparément.

Dans les galeries au rocher, les voies d'entrée d'air sans transport de charbon, et d'autres circuits d'aérage sans sources de chaleur additionnelle, les caractéristiques λ_{eq} sont à peu de choses près égales aux valeurs obtenues par des mesures effectives en laboratoire pour les conductibilités thermiques dans les terrains carbonifères. Dans les voies avec sources de chaleur supplémentaire, principalement dans les voies de retour d'air en exploitation chassante et en taille, les valeurs λ_{eq} sont deux à trois fois plus grandes, du fait qu'il s'y ajoute de la chaleur en provenance de l'arrière-taille et aussi dégagée par le charbon abattu et transporté.

L'échauffement du courant d'air résultant de l'apport de chaleur en provenance des engins électriques de chantier est calculé séparément. D'après les recherches actuelles il n'y a que 25 à 30 % environ de la puissance nominale qui soient réellement absorbés en moyenne durant la période d'abattage. De la chaleur correspondant à cette puissance seuls 10 à 40 % sont transmis par voie sèche et élèvent la température du courant d'air, la majeure partie est absorbée par l'évaporation de l'humidité du charbon abattu transporté; bien entendu une dégradation des conditions climatiques est liée à la quantité de chaleur correspondante.

4. Des enregistreurs de température et d'humidité de grande qualité, et aussi des appareils de mesure de la température dans les trous forés ont été mis au point, qui ont fourni les données mesurées nécessaires à l'obtention des caractéristiques thermiques et qui, par la suite, doivent servir à des buts semblables et à une meilleure surveillance des conditions climatiques des chantiers et des installations de réfrigération.

Une mesure instantanée à l'aide d'instruments de mesure portatifs n'est pas suffisante (en raison de la variation constante avec le rythme de travail du chantier, de la température et de l'humidité dans les circuits d'aérage de l'exploitation des mines de charbon), pour pouvoir déterminer avec une précision suffisante l'absorption de chaleur par le courant d'air. On doit définir l'état du courant d'air en plusieurs points de circuit d'aérage sur une période s'étendant sur des jours ou des semaines et avec une grande précision, si on veut calculer à partir de ces mesures les indices caractéristiques thermiques. Comme, jusqu'à ce jour, des appareils enregistreurs suffisamment exacts pour utilisation au fond de la mine faisaient défaut, un enregistreur de température et d'humidité fut mis au point en collaboration avec un fabricant, appareil qui répond aux exigences imposées. Pour pouvoir traiter le très grand nombre de mesures qui en résultent, plusieurs programmes ont été élaborés. Le premier sert au calcul de la température humide δ_f , de la teneur en vapeur d'eau x et de l'enthalpie dont les valeurs sont obtenues à partir des mesures ayant fourni la température sèche δ_t et l'humidité relative de l'air ϕ . Le deuxième programme permet le tracé de ces grandeurs définissant l'état en fonction de la variable temps à l'aide d'un traceur de l'installation de calculatrices électroniques. Le troisième programme sert au calcul des indices caractéristiques thermiques λ_{eq} et η_f pour les voies et les tailles.

En plus des mesures de température du courant d'air et de débits d'aérage, des mesures de température des terrains en grand nombre étaient, en premier lieu, nécessaires. A cet effet on a construit diverses installations pour la mesure de température dans des trous forés, qui sont équipés soit de thermocouples, soit de thermomètres à résistance NTC. Les mesures concernant l'allure des isothermes à l'entour des parcours d'aérage étudiés ont apporté des renseignements de valeur sur la nature de l'humidité et de la chaleur. Un exemple permet d'établir que seule une quantité de chaleur relativement faible provient des

terrains encaissants du mur et du toit, et la majeure partie a pour origine le charbon abattu et transporté et l'arrière-taille foudroyée. Ces mesures ont été complétées et confirmées par une étude théorique, d'après laquelle seule une partie insignifiante de la quantité d'humidité sous forme de vapeur peut être diffusée par les terrains; l'évaporation de l'eau doit se faire ainsi en pratique à la surface des terrains. De plus, la chaleur nécessaire à l'évaporation est prise surtout aux terrains et seulement rarement - et dans ce cas pour une faible part au courant d'air.

5. On a mis au point des réfrigérants de courant d'air de plus fort rendement et on a cédé des licences de construction, en particulier de réfrigérants de taille à des fabricants.

Les réfrigérants travaillent dans des conditions rendues difficiles et exigent des formes particulières des éléments de refroidissement et des carters de réfrigérant à cause de la forte humidité du courant d'air, de l'importante précipitation de poussières et de l'espace extrêmement étroit réservé à leur mise en place.

Du fait de l'importante condensation de vapeur d'eau dans le réfrigérant il est indispensable, afin de réaliser les meilleurs rendements, d'atteindre des efficacités élevées des ailettes pour une proportion de surfaces de tubes qui soit grande et une proportion de surfaces d'ailettes qui soit petite. Grâce au calcul et à des expériences au banc d'essai on a pu déterminer le rôle joué par les paramètres thermiques les plus influents pour les réfrigérants à tubes lisses, ceux à tubes à ailettes et les réfrigérants à lames.

Comme les ventilateurs pour réfrigérants de taille du point de vue du débit et de la pression sont insuffisants, les formes de construction offrant une faible résistance à l'écoulement de l'air présentent leurs avantages particuliers, car un débit d'air élevé passant à travers le ventilateur peut être plus déterminant pour le rendement du réfrigérant que de hautes valeurs du coefficient de conductibilité thermique.

Dans les efforts entrepris pour diminuer l'encrassement du réfrigérant par les poussières, des progrès ont été réalisés en adoptant des écarts entre ailettes importants et une grande vitesse pour l'air. L'humidification des surfaces refroidissantes par dépassement de la température du point de rosée et précipitation de l'eau de condensation contribue aussi à l'auto-nettoyage. Toutefois, une absence totale d'entretien n'est pas encore possible lorsqu'il y a une précipitation de poussières importante.

Pour des raisons d'encombrement, les réfrigérants qui se fixent à une rehausse de convoyeur blindé se sont imposés de façon toujours plus nette dans les chantiers. Comme pour ce type de réfrigérant on ne peut adopter qu'une largeur de carter réduit, seuls des petits ventilateurs axiaux à faible débit d'air et pression peuvent être utilisés. C'est pourquoi on a mis au point un réfrigérant sur rehausse à échappement d'air bilatéral, auquel on a adapté un ventilateur à turbine semi-axiale disposé suivant la longueur du carter (exactement d'axe perpendiculaire à celui du convoyeur blindé) et qui conduit l'air sur les deux éléments refroidissants, dans le même sens et dans le sens opposé à celui de l'aérage.

Au cours de la recherche des éléments refroidissants les plus efficaces différentes formes de construction ont été étudiées au banc d'essai. Les études se sont portées d'abord sur des mesures avec courant de traversée rectiligne pour pouvoir définir et comparer les qualités des différentes formes de manière précise.

Les formes les plus riches de promesses ont été finalement étudiées avec un carter définitif à double échappement latéral.

Le résultat de l'étude de mise au point se concrétise par la création d'un réfrigérant fixé sur rehausse de convoyeur blindé à double échappement latéral, d'une largeur utile de carter de 220 mm, d'une hauteur de 350 mm et offrant pour un débit de courant d'air de ventilateur de 55 m³/min, un rendement de 20 000 kcal/h. Le niveau du rendement obtenu et l'encombrement réduit du carter devraient ainsi représenter un important pas en avant.

4. Liste des publications parues, durant le déroulement du projet de recherches et publiées par la station de recherches sur l'aérage dans les mines

- Voss J. : Un procédé pour le calcul prévisionnel de l'échauffement et de l'absorption de vapeur d'eau du courant d'air dans les mines de charbon
Bergakademie 19 (1967) pages 22/25.
- Voss J. : La détermination des caractéristiques thermiques à partir de mesures sur l'absorption de chaleur par le courant d'air et le refroidissement des terrains au pourtour des galeries d'entrée d'air
Glückauf-Forschungshefte 28 (1967) pages 67/80.
- Voss J. : Echange de chaleur et de vapeur d'eau dans les circuits d'aérage. Conférence - Congrès international sur l'aérage dans les mines Joachimsthal 1968 - Rudy 16 (1968) pages 265/68.
- Weuthen P. : Choix et appréciation de réfrigérants de courant d'air
Glückauf 105 (1969) pages 251/59.
- Voss J. : Limitation de la production des points de chargement par les conditions climatiques
Glückauf 105 (1969) pages 1151/54.
- Voss J. : Un nouveau procédé pour calcul des prévisions climatiques dans les mines de charbon
Glückauf-Forschungshefte 30 (1969) pages 321/31.
- Lindemaier G. : Mise au point d'un modèle analogique électronique pour simulation des mouvements thermiques au fond de la mine
Glückauf-Forschungshefte 31 (1970) pages 24/33.
- Voss J. : La détermination des caractéristiques thermiques dans les voies d'accompagnement de taille et dans la taille
Glückauf 106 (1970) pages 215/20.
- Marzilger B. : Une étude analytique sur l'influence du courant d'air par des phénomènes moléculaires de transport dans les terrains
Thèse - université technique de Berlin 1970.
- Weuthen P. : Réfrigérant de courant d'air pour conditions humides d'emploi et forte précipitation de poussières.
Conférence - VI^e Congrès sur les techniques de chauffage et de ventilation
Budapest, 1970.

- Mück G. : Climatisation des chantiers d'abattage mécanisés en cas de fortes températures des terrains
Conférence - Séances d'information "Contrôle de dégagement grisouteux dans les chantiers d'exploitation. Amélioration des conditions climatiques au fond".
Organisateur et éditeur: Communauté européenne du charbon et de l'acier. Luxembourg, 24 et 25 février 1971.
Glückauf (107) 1971 pages 169/75.
- Voss J. : Calcul des prévisions climatiques dans les chantiers d'abattage.
Conférence - Séances d'information "Contrôle du dégagement grisouteux dans les chantiers d'exploitation. Amélioration des conditions climatiques au fond".
Organisateur et éditeur : Communauté européenne du charbon et de l'acier. Luxembourg, 24 et 25 février 1971
Glückauf 107 (1971) pages 412/18.
- Weuthen P. : Le perfectionnement des réfrigérants de courant d'air dans les chantiers d'exploitation.
Conférence - Séances d'information "Contrôle du dégagement grisouteux dans les chantiers d'exploitation. Amélioration des conditions climatiques au fond".
Organisateur et éditeur : Communauté européenne du charbon et de l'acier. Luxembourg, 24 et 25 février 1971.
Glückauf 107 (1971) pages 412/18
- Weuthen P. : Installation de contrôle des appareils de mesure d'humidité de l'air.
G.I.T. Revue spécialisée pour le laboratoire no 15 (1971),
pages 116/118.

**Publications technico-économiques de la Commission
des Communautés européennes dans le domaine du charbon**

Doc n°	Titre	Année	Langues	Prix en unités de compte
9591/1/59/1	Creusement rapide de galeries dans le rocher et dans le charbon	1959	a	2,50
6740/2/60/1	Mesures de rationalisation dans les charbonnages	1960	a,f	2,50
11848/2/66/1	Mesures de rationalisation et de modernisation dans les charbonnages des bassins de la Sarre et de la Lorraine	1966	a,f	3,00
	Le grisou et les moyens de le combattre			
13909	Deuxième journée d'information du 10 février 1967 à Luxembourg	1967	a,f	2,50
	Réunion technique de la commission de recherches charbon du 10 au 12 avril 1967 à Essen	1967	a,f	2,50
	Recueils de recherches charbon			
11466/2/66/1	N° 1 Chargement des fours à coke avec du charbon préchauffé	1966	a,f,i,n	1,50
11734/2/66/1	N° 2 Combustion du charbon	1966	a,f,i,n	1,50
11735/2/66/1	N° 3 Inflammation et combustion de charbon gras sur grille	1966	a,f,i,n	1,50
12546/2/66/1	N° 4 Mécanisation du creusement au rocher — Machine de creusement des galeries SVM 40	1966	a,f	1,50
12633/2/66/1	N° 5 Chaudière «Package» à tube d'eau à grille oscillante	1966	a,f	1,50
3933	N° 6 Chaudière «Package» à tube d'eau alimentée au charbon pulvérisé	1966	a,f	1,50
3934	N° 7 Dégagements instantanés I — CERCHAR	1966	a,f	1,50
3935	N° 8 Dégagements instantanés I — INICHAR	1966	a,f	1,50
3931	N° 9 Mise à l'épreuve de barrages et d'arrêts-barrages	1967	a,f	1,50
3936	N° 10 Télécommande et télécommande en taille havée	1967	a,f	1,50
4488	N° 12 Désulfuration des gaz de fumées des foyers au charbon	1969	a,f	1,50
4489	N° 13 Contraintes, mouvements et formation de cassures dans les roches encaissant les galeries en veine	1969	a,f,n	1,50
4490	N° 14 Chaudière de chauffage central à coke	1969	a,f,n	1,50
15837	N° 15 Étude sur le trage des cheminées sous l'influence de rafales de vent	1970	a,f,n	2,50
	N° 17 Soutènement mécanisé I — Steinkohlenbergbauverein	1969	a,f	2,50
16085	N° 18 Télécommande et automatisation des travaux souterrains dans les houillères du Royaume-Uni et de la Communauté européenne du charbon et de l'acier (Situation 1968)	1970	a,f	1,50
4491	N° 20 Recherches fondamentales sur la chimie et la physique des charbons et des cokes	1968	a,f	3,50
4543	N° 21 Commandes hydrostatiques pour des installations d'abattage de charbon	1968	a,f,n	1,50
	N° 22 Recherches sur les pressions de terrains I — Steinkohlenbergbauverein	1969	a,f	1,50
4492	N° 23 Recherches sur les pressions de terrains I — CERCHAR — Rapport général	1968	a,f	1,50
	N° 24 Recherches concernant les mouvements de terrain au voisinage des galeries	1969	a,f,n	1,50
	N° 25 Mécanique des terrains houillers dans le cas de déformations planes	1969	a,f	5,50
4493	N° 26 Étude concernant le gisement, le dégagement du grisou et les moyens de le combattre, effectuée dans les mines des Pays-Bas	1968	a,f,n	1,50
4494	N° 27 Étude des pressions de terrain en relation avec les dégagements instantanés de grisou	1969	a,f,n	1,50
	N° 28 Cadres articulés sur piles de bois	1969	f,n	1,00
15791	N° 29 Recherches fondamentales sur la chimie et la physique des charbons et des cokes — Rapport de synthèse II 1966-1967	1969	a,f	1,50
16353	N° 30 Essais d'explosion avec des arrêts-barrages et des barrages d'isolement	1970	a,f	2,50
16409	N° 31 Expertise sur le creusement des galeries au rocher	1970	a,f	2,50
16490	N° 32 Utilisation des cendres volantes et du mâchefer de générateurs de vapeur chauffés au charbon	1970	a,f	1,50
16743	N° 33 La recherche charbonnière encouragée par la Communauté et ses résultats	1970	a,f,i,n	1,00
16878	N° 34 Le gisement et le dégagement du grisou I — 1962-1968 — StBV	1971	a,f	2,50
16879	N° 35 Le gisement et le dégagement du grisou I — 1963-1968 — INIEX	1971	a,f	2,50
16880	N° 36 Recherches fondamentales sur la chimie et la physique des charbons et des cokes — III 1967-1969	1970	a,f	3,50
5641	N° 37 Comportement des toits, humidification et soutènement mécanisé	1971	a,f	3,00
5610	N° 38 Étude sur la combustion du charbon — Rapport de synthèse 1962-1970 — CERCHAR	1971	a,f	3,50
5846	N° 39 Foration par enlèvement	1971	a,f	8,00
5518	N° 40 Rapport d'activité 1970 sur les recherches charbonnières encouragées par la Communauté	1971	a,f	1,50
5598	N° 41 Dégagements instantanés de méthane et de charbon — Rapport de synthèse 1962-1969 — CERCHAR	1971	a,f	5,00
5686	N° 42 Télécommande et télécontrôle d'une taille à rabot et soutènement marchant	1971	a,f	4,00
5845	N° 43 Amélioration du climat dans les chantiers d'abattage des mines de houille	1972	a,f	4,50
5872	N° 44 Propagation des ondes radioélectriques dans les chantiers souterrains, INIEX	1972	f	2,50
5873	N° 45 Augmentation de la production de coke par régularisation de la charge des fours — Rapport final 1970-1972 — StBV	1972	a,f	3,00
5976	N° 45bis — Possibilités d'accroissement de la productivité dans la cokéfaction de la houille — Rapport final 1968-1972 — CERCHAR	1972	a,f	2,50
EUR 4520	Technique et évolution dans le domaine de la cokéfaction	1970	a,f,e	14,00
EUR 4533	Pression des terrains et soutènement dans les mines	1970	a,f	16,00
EUR 4641	Recherche charbonnière — Application à la technique minière — Base pour nouveaux produits	1971	a,f	5,00
EUR 4670	Maîtrise du dégagement grisouteux — Amélioration du climat	1971	a,f	15,00

Des exemplaires supplémentaires du présent recueil tout comme les publications mentionnées plus haut peuvent être commandées à

Office des publications officielles des Communautés européennes
Case postale 1003 Luxembourg 1

